МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(национальный исследовательский университет)»

Кафедра теории двигателей летательных аппаратов

О.В. БАТУРИН

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН»

САМАРА 2011

УДК 621.45.01
ББК 39.55

Батурин О. В.
Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин: учеб. пособие /*О.В. Батурин*.– Самара: СГАУ, 2011.–241 с.: ил.

Конспективно изложены теория, современные методы расчёта и проектирования различных типов лопаточных машин. Изложено устройство и принцип работы различных типов ЛМ. Подробно рассмотрены основные закономерности рабочего процессы компрессора и турбины. Рассмотрены базовые уравнения теории лопаточных машин.

Предназначено для студентов факультета двигателей летательных аппаратов, обучающихся по обучающихся по курсам «Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок», «Теория и расчет лопаточных машин», «Агрегаты наддува двигателей», а также для самостоятельной работы студентов-дипломников, аспирантов, магистрантов и научных работников, чьи исследования связаны с турбомашиностроением.

СОДЕРЖАНИЕ

Глава 1 – Базовые понятия теории лопаточных машин и их Место в современной промышленности 8
1.1 Первоначальные сведения о лопаточных машинах 8
1.2 Лопатка - основной элемент лопаточной машины 10
1.3 Понятие о ступени лопаточной машины 12
1.3.1 Ступень компрессора 12
1.3.2 Ступень турбины 14
1.4 Классификация лопаточных машин 16
1.5 Области применения лопаточных машин 18
1.5.1 Назначение и место лопаточных машин в системе газотурбинных двигателей авиационного и наземного назначения 18
1.5.2 Назначение и место лопаточных машин в системе наддува двигателя внутреннего сгорания 22
1.5.3 Назначение и место лопаточных машин в системах питания ракетных двигателей 30
1.6 Требования, предъявляемые к лопаточным машинам 34
1.7 Базовая терминология теории лопаточных машин 35
1.7.1 Понятие об элементарной решетке профилей 35
1.7.2 Обозначения направлений и базовых поверхностей в теории лопаточных машин 35
1.7.3 Характерные (контрольные) сечения турбомашины и структура построения индексов параметров 37
1.8 Модели рабочего процесса в лопаточных машинах 39
1.8.1 Одномерная модель потока в лопаточной машине 39
1.8.2 Двухмерная модель потока в лопаточной машине 40
1.8.3 Трехмерная модель потока в лопаточной машине 42
1.9 Основные геометрические параметры ступени основных типов турбомашин 44
1.9.1 Основные геометрические параметры ступени осевого компрессора 45
1.9.2 Основные геометрические параметры ступени центробежного компрессора 46

1.9.3 Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки и турбинной решетки профилей 49
1.9.4 Геометрические параметры ступени центростремительной турбины 52
1.9.5 Основные геометрические параметры насоса 53
Глава 2 – Базовые уравнения теории лопаточных машин 57
2.1 Газодинамические функции 57
2.1.1 Параметры торможения 57
2.1.2 Безразмерные скорости в теории турбомашин 58
2.1.3 Газодинамические функции 60
2.2 Уравнение неразрывности 61
2.3 Уравнения сохранения энергии 65
2.3.1 Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении 65
2.3.2 Уравнение энергии в механической форме в относительном движении 69
2.3.3 Уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном движении 74
2.3.4 Уравнение энергии в тепловой форме в относительном движении 75
2.4 Уравнение количества движения 79
2.5 Уравнение моментов количества движения 82
2.5.1 Основные выводы из уравнения моментов количества движения 84
2.5.2 Влияние частоты вращения на работу ступени 85
2.5.3 Понятие о треугольниках скоростей 86
2.5.4 Влияние разности $c2u - c1u$ на работу ступени 90
2.6 Основные закономерности течения в межлопаточных каналах и механизмы потерь 92
2.6.1 Потери трения и концевые потери 93
2.6.2 Кромочные потери 95
2.6.3 Потери связанные с отрывом потока 97
2.6.4 Волновые потери 98
2.6.5 Вторичные потери 99
2.6.6 Потери в радиальном зазоре 104
2.6.7 Потери в осевом зазоре 106
2.6.8 Дисковые потери 107
Глава 3 – Основные закономерности рабочего процесса лопаточного компрессора 108

3.1 Компрессор. Основные понятия, определения, типы 108
3.2 Принцип действия ступени компрессора 109
3.3 Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора . 112
3.4 Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора 114
3.4.1 Геометрические параметры ступени компрессора 114
3.4.2 Кинематические параметры компрессора 114
3.4.3 Энергетические параметры 116
3.4.3.1 Степень сжатия компрессора 116
3.4.3.2 Преобразование энергии в ступени компрессора 116
3.4.4 Степень реактивности 120
3.5 Закрутка потока на входе в ступень компрессора 123
3.6 Условия совместной работы элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах 125
3.6.1 Ступень с постоянной циркуляцией 127
3.6.2 Ступень с постоянной реактивностью 129
3.7 Рабочий процесс центробежного компрессора 132
3.7.1 Схема ступени центробежного компрессора 132
3.7.2 Преимущества и недостатки ЦБК 132
3.7.3 Относительные безразмерные параметры 133
3.7.4 Степень реактивности ступени ЦБК 134
3.7.5 Течение воздуха в ЦБК 136
3.7.6 Входное устройство 137
3.7.7 Рабочее колесо 138
3.7.7.1 Вход в рабочее колесо 138
3.7.7.2 Классификация рабочих колес ЦБК 140
3.7.7.4 Выход из рабочего колеса при бесконечном числе лопаток 142
3.7.7.5 Силовое воздействие на воздух в межлопаточном канале 143
3.7.7.6 Выход из рабочего колеса при конечном числе лопаток 145
3.7.8 Приблизительная оценка КПД ступени ЦБК 149
3.7.9 Потери энергии в рабочем колесе 150
3.7.10 Критерий «Де Халлера» 153
3.7.11 Рабочий процесс в диффузоре ЦБК 153

3.7.11.1 Безлопаточный диффузор 153
3.7.11.2 Лопаточный диффузор 156
3.7.12 Выходное устройство 157
3.8 Характеристики компрессоров 158
3.8.1 Характеристики компрессорных решёток 158
3.8.2 Напорная характеристика ступени компрессора 159
3.8.3 Характеристика компрессора 164
3.9 Многоступенчатые осевые компрессоры 167
3.9.1 Основные параметры многоступенчатого компрессора 167
3.9.2 Изменение размеров проточной части компрессора 168
3.9.3 Распределение работ сжатия в осевых компрессорах 170
3.9.4 Распределение работ сжатия в двух- и трёхкаскадных осевых компрессорах 171
3.10 Работа компрессора в нерасчетных условиях. Регулирование компрессоров.. 173
3.10.1 Характеристики компрессора в условиях неравномерного и нестационарного потока на входе 173
3.10.2 Срывные и неустойчивые режимы работы компрессора 176
3.10.3 Помпаж компрессора в системе двигателя 179
3.10.4 Работа компрессора по дроссельной характеристике 180
3.10.5 Способы регулирования многоступенчатых компрессоров 182
3.10.6 Характеристики регулируемого многоступенчатого компрессора 185
Глава 4 – Основные закономерности рабочего процесса турбины 186
4.1 Принцип действия ступени турбины 187
4.2 Изменение основных параметров по длине проточной части турбины 189
4.3 Основные параметры, характеризующие рабочий процесс в ступени турбины 191
4.3.1 Основные кинематические параметры ступени осевой турбины 191
4.3.1.1 Важнейшие кинематические параметры 191
4.3.1.2 Параметр нагруженности турбины 192
4.3.1.3 Коэффициент нагрузки ступени и диаграмма Смита 196
4.3.2 Основные энергетические параметры ступени осевой турбины 198
4.3.2.1 Преобразование энергии в ступени турбины и КПД турбины 198

4.3.2.2 Изображение рабочего процесса в турбине на i-s диаграмме 202
4.3.2.3 Понятие о степени реактивности 203
4.4 Рабочий процесс в сопловом аппарате осевой турбины 208
4.5 Рабочий процесс в рабочем колесе осевой турбины 211
4.6 Газодинамическая нагруженность лопаток турбины и выбор их числа 215
4.7 Направление потока за лопаточным венцом турбины 221
4.8 Характеристика элементарной решетки осевой турбины 224
4.9 Работа элементарных ступеней турбины расположенных на разных радиусах. 228
4.10 Многоступенчатые турбины 232
4.10.1 Тепловой процесс в многоступенчатой турбине, связь её параметров с параметрами отдельных ступеней 233
4.10.2 Изменение основных параметров и теплоперепада по ступеням многоступенчатой турбины 238
4.11 Характеристика ступени турбины 240
ГЛОССАРИЙ 242

ГЛАВА 1 – БАЗОВЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН И ИХ МЕСТО В СОВРЕМЕННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1.1 Первоначальные сведения о лопаточных машинах

Лопаточная машина (Турбомашина) - устройство, в проточной части которого осуществляется подвод или отбор энергии от непрерывного потока жидкости или газа за счет аэродинамического взаимодействия со специально спрофилированными элементами - лопатками.

Турбомашины делятся на машины-исполнители и машины-двигатели (рисунок 1.1). ***Машины-исполнители*** подводят энергию к потоку жидкости или газа. ***Машины-двигатели*** преобразуют энергию потока в механическую работу. Рабочие процессы машин исполнителей и машин двигателей подчиняются одним и тем же физическими принципам, описываются одинаковыми уравнениями, но диаметрально противоположны.

Лопаточные машины (ЛМ) широко применяются во всех отраслях промышленности: авиакосмической, энергетической, транспортной, в коммунальной сфере и т.д (рисунок 1.2). В зависимости от области применения размеры турбомашины меняются в широких диапазонах (таблица 1.1).

Рисунок 1.1 - Машины-исполнители и машины-двигатели

Принципиальная разница между компрессором и турбиной: процесс в турбине конфузорный, в компрессоре диффузорный. Визуальные отличительные признаки:

– профиль компрессора, как правило, более тонкий, чем у турбины;

– компрессорные лопатки часто выполняется из титановых сплавов или стали, которые имеют яркий серебристый цвет.
– турбины выполняются в основном из никелевых сплавов, которые имеют более темный оттенок, они могут иметь различные покрытия;
– число ступеней многоступенчатого компрессора значительно больше числа ступеней турбины;
– перо лопатки турбины заметно более изогнут, чем у компрессора.

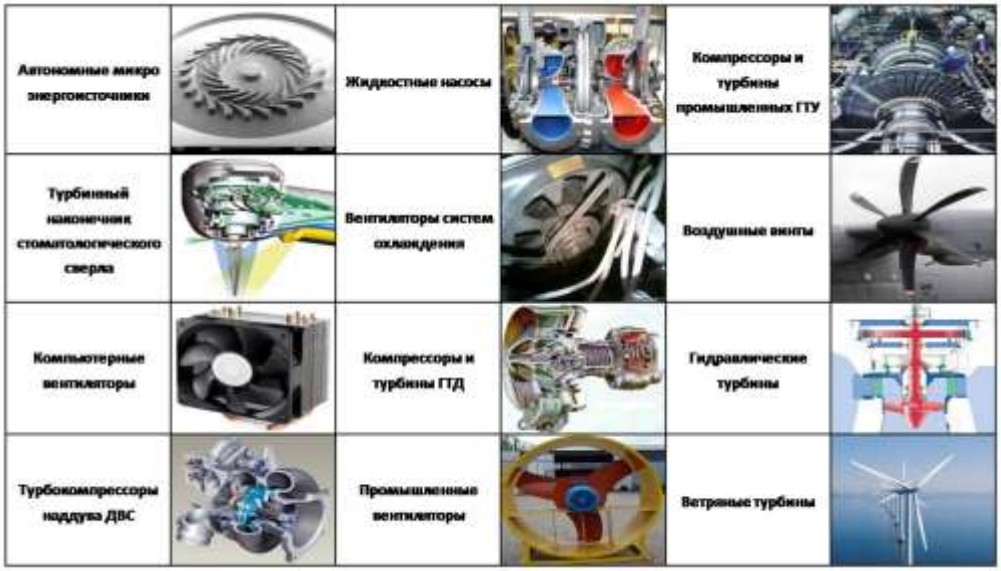


Рисунок 1.2 – Области применения турбомашин

Таблица 1.1 – Диапазон изменения основных параметров турбомашин

Параметр	минимальный значение	Максимальный значение
Размер	*4мм* (стоматологическое сверло)	*100м* (ветряная турбина)
Частота вращения:	*6 об/мин* (ветряная турбина)	*450 000об/мин* (стоматологическое сверло)
Массовый расход:	*0,001кг/с* (стоматологическое сверло)	*700 000кг/с* (ветряная турбина)
Мощность	*3Вт* (стоматологическое сверло)	*1200МВт* (Паровая турбина)
Степень сжатия насоса	*1000Па* (насос системы охлаждения)	*30 000МПа*
Степень сжатия компрессора	*1* (вентилятор)	*100* (многоступенчатый компрессор)
Степень расширения в турбине	*1* (ветряная турбина)	*1000* (Предкамерная турбина ЖРД)

1.2 Лопатка - основной элемент лопаточной машины

Энергетическое взаимодействие в ЛМ осуществляется с помощью ***лопаток*** (рисунок 1.3).

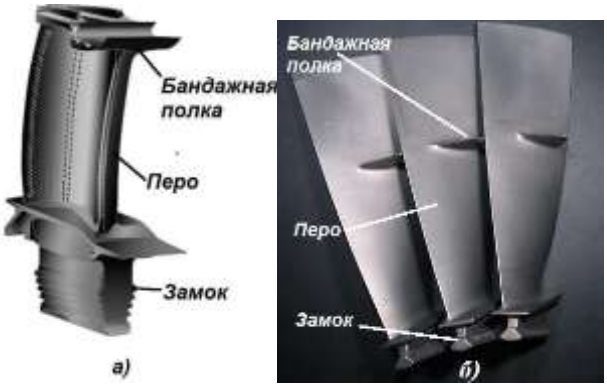


Рисунок 1.3 - Типовой вид рабочих лопаток осевых турбины (*а*) и компрессора (*б*)

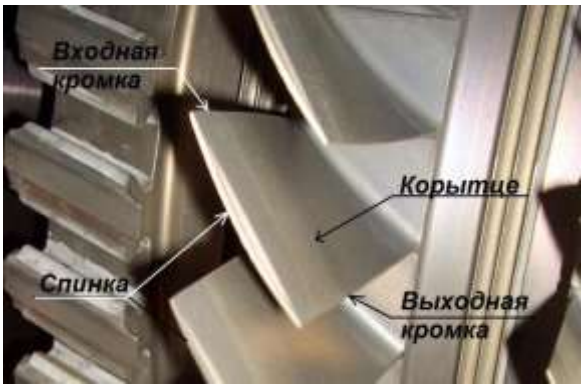


Рисунок 1.4 – Основные элементы пера лопатки на примере венца осевого компрессора

Перо - специально спрофилированная аэродинамическая поверхность, с помощью которой в ЛМ осуществляет энергообмен. Обязательный элемент лопатки турбомашины. Основные элементы пера приведены на рисунке 1.4.

Замок предназначен для крепления и фиксации пера лопатки в диске ротора или статора. Типы замков, применяемых в ГТД и ГТУ:

– замком типа «ласточкин хвост» (в компрессоре) (рисунок 1.5);
– замком елочного типа (в турбине) (рисунок 1.5);
– замком шарнирного типа (рисунок 1.6)
– перо непосредственно крепится к диску – технология «Blisk» (рисунок 1.7).

Бандажная полка устанавливается обычно в верхней части лопаток и выполняет две основные функции. *Антивибрационную*: при соприкосновении с бандажными полками соседних лопаток образуется жесткое кольцо, повышается жесткость РК и частота его собственных колебаний. Во-вторых, бандажная полка на верхнем торце лопатки уменьшает перетекания в радиальном зазоре, что позволяет повысить КПД ступени на *1...2%*. Кроме первых высоконагруженных ступеней, бандажные полки – практически обязательный элемент лопаток осевых турбин ГТД (рисунок 1.8).

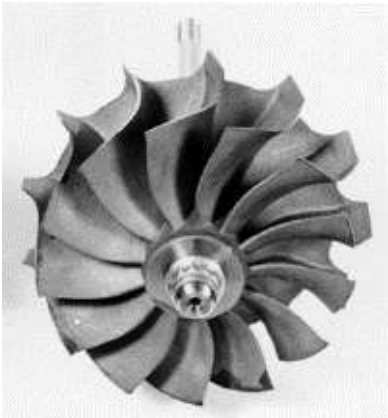
Совокупность лопаток, установленных на ободе диска или в кольцевом корпусе, называется ***лопаточным венцом*** (ЛВ) (рисунок 1.9).

Лопатки, установленные в диске, связанным с приводным валом, образуют подвижный лопаточный венец - ***рабочее колесо*** (РК). Неподвижные лопатки, установленные в корпусе образуют в компрессоре ***направляющий аппарат*** (НА), а в турбине ***сопловой аппарат*** (СА).

Рисунок 1.5 - Сравнение замков елочного типа и «ласточкин хвост»

Рисунок 1.6 – Замок шарнирного типа

а)



б)

Рисунок 1.7 - Рабочие колеса центробежного компрессора (а) и радиально осевой турбины (б) лопатки которых выполнены как единое целое с диском

Рисунок 1.8 - Рабочая лопатка осевой турбины с бандажной полкой (слева) и без нее (справа)

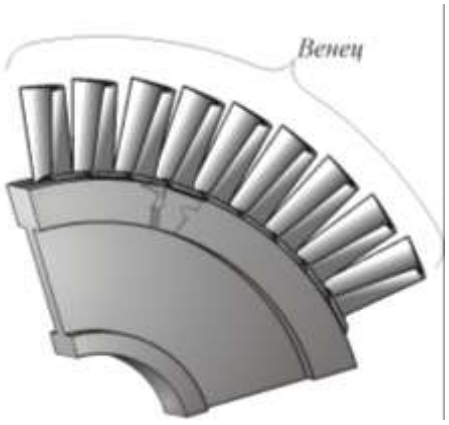


Рисунок 1.9 - Венец лопаточной машины

1.3 Понятие о ступени лопаточной машины

1.3.1 Ступень компрессора

Ступень компрессора состоит из входного направляющего аппарата (ВНА), рабочего колеса (РК) и выходной системы (рисунок 1.10).

Рисунок 1.10 – Обобщенный состав ступени компрессора

ВНА служит для создания предварительной закрутки, может устанавливаться только на одноступенчатых компрессорах и первых ступенях многоступенчатых компрессоров.

РК предназначено для преобразования механической энергии вращения колеса в кинетическую и потенциальную энергию потока.

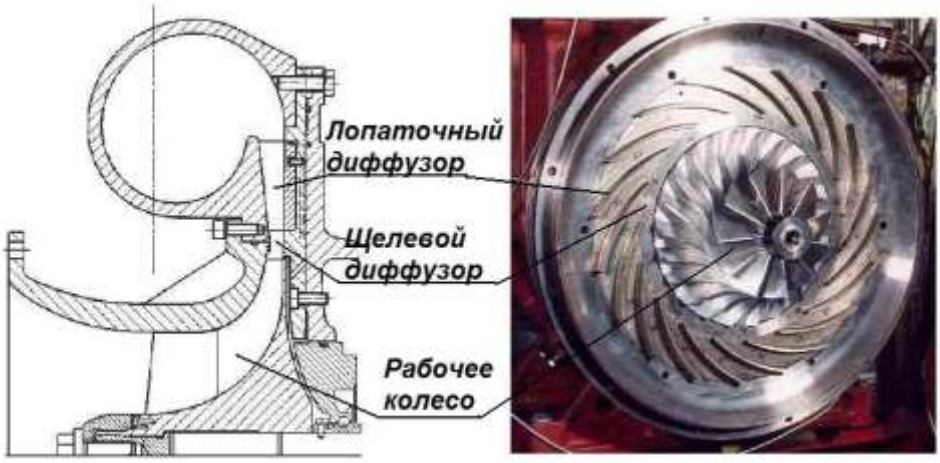


Рисунок 1.11 - Основные элементы центробежного компрессора

Щелевой диффузор предназначен для торможения потока и представляет собой радиальную или наклонную щель, в которой поток движется от центра к периферии.

Лопаточный диффузор (направляющий аппарат) представляет собой неподвижный лопаточный венец и выполняет ту же функцию, что и щелевой (рисунок 1.12).

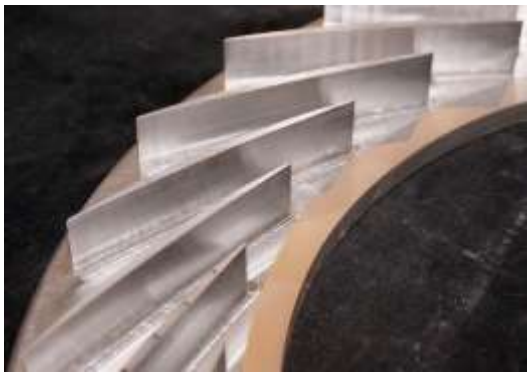


Рисунок 1.12 – Лопаточный диффузор ЦБК

Рисунок 1.13 - Выходная улитка компрессора агрегата наддува ДВС

Улитка (спиральный сборник) представляет собой специально профилированный канал, в котором происходит торможение потока и сбор его для подачи в единый коллектор (трубопровод) (рисунок 1.13).

Ступенью осевого компрессора называется совокупность двух лопаточных венцов: подвижного РК и неподвижного НА (рисунок 1.14).

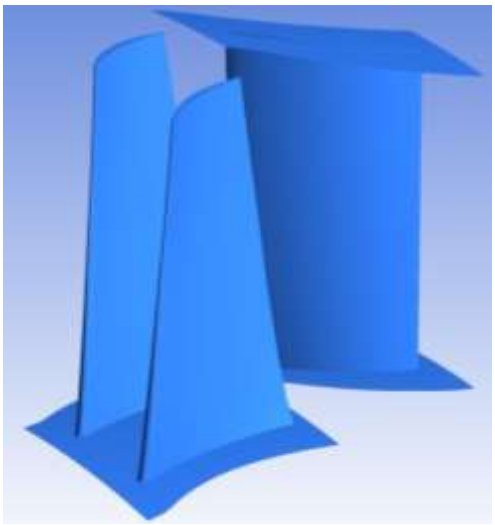


Рисунок 1.14 – Ступень осевого компрессора

1.3.2 Ступень турбины

Ступень турбины состоит из: входной системы, рабочего колеса и выходного диффузора (рисунок 1.15). Основные элементы ступени турбины представлены на рисунке 1.16.

Улитка радиальной турбины (рисунок 1.17) предназначена для равномерного подвода рабочего тела к сопловому аппарату по окружности от подводящего коллектора. Течение в улитке турбины сопровождается ускорением потока и расширением газа.

Рисунок 1.15 – Обобщенный состав ступени турбины

Щелевой канал и СА предназначены для ускорения потока. ***Щелевой канал*** представляет собой радиальную или наклонную щель, в которой газ течет от периферии к центру турбомашины. ***СА*** выполняет те же функции, но в нем расширение происходит в неподвижном венце с каналами сужающейся формы. СА часто устанавливается после сборной улитки для выравнивания потока на входе РК.

Выходной диффузор (расширяющийся канал) предназначен для снижения статического давления на выходе из РК турбины. Это увеличивает перепад давления $\pi_т = {p_г^*}/{p_т}$ на ней, что в свою очередь повышает работу:

$$L_т = c_p T_г^* \left(1 - \frac{1}{\pi_т^{\frac{k-1}{k}}}\right).$$

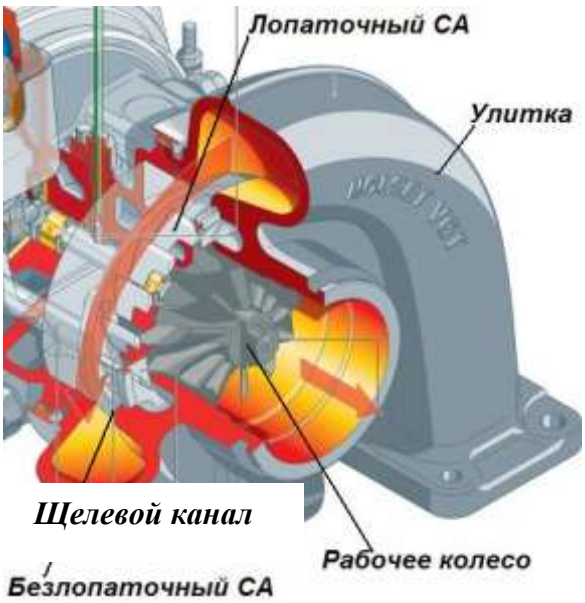


Рисунок 1. 16 – Основные элементы ступени турбины

Рисунок 1.17 - Входная улитка радиальной турбины

Ступенью осевой турбины - это совокупность неподвижного СА и подвижного РК (рисунок 1.18).

Совокупность всех подвижных элементов ЛМ называется ***ротором***, а неподвижных - ***статором***.

Примечание. Число ступеней многоступенчатой осевой машины можно найти, посчитав число дисков рабочих колес.

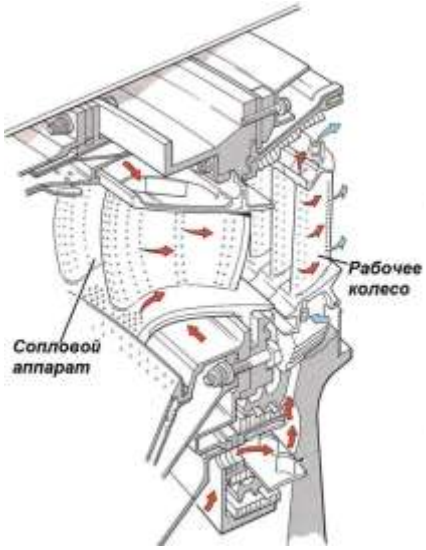


Рисунок 1.18 - Ступень осевой турбины

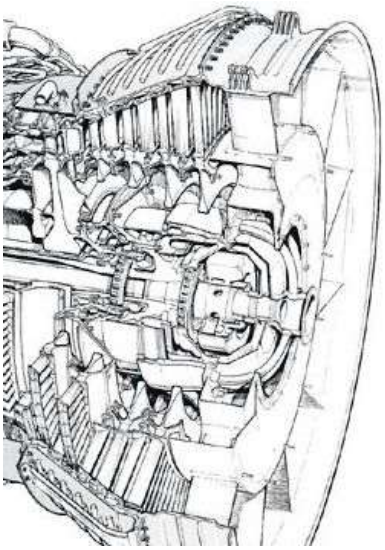


Рисунок 1.19 – Многоступенчатая осевая турбина

1.4 Классификация лопаточных машин

Турбомашины могут быть классифицированы по нескольким признакам.

По принципу действия ЛМ подразделяют на машины – исполнители и машины – двигатели (см. раздел 1.1).

По ***числу ступеней*** лопаточные машины делятся на одно- и многоступенчатые (рисунок 1.18 и 1.19).

По основному направлению движения рабочего тела (рисунок 1.20) турбомашины делятся на ***осевые*** (рисунки 1.14, 1.18)***, центробежные*** (рисунки 1.21)***, центростремительные*** (рисунки 1.16) ***и диагональные***.

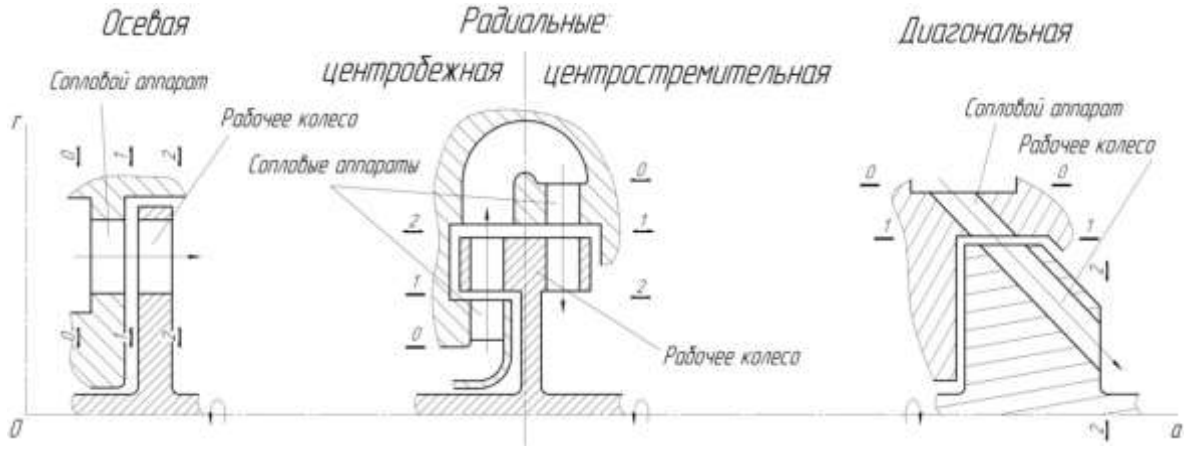
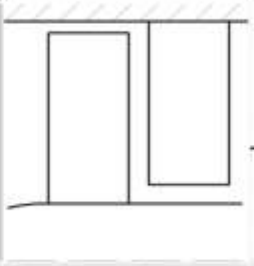
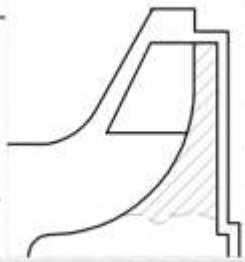


Рисунок 1.20 – Типы лопаточных машин по направлению движения рабочего тела

Рисунок 1.21 - Внешний вид рабочего колеса центробежного компрессора

Сравнение основных типов лопаточных машин и их параметров приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Сравнение разных типов лопаточных машин

Тип турбомашины	Осевая	Центробежная	Центростремительная	Диагональная
Изображение				
Отличительная особенность	Движение рабочего тела параллельно оси вращения	Движение рабочего тела от центра к периферии	Движение рабочего тела от периферии к центру	Промежуточный тип между осевой и радиальной
Величина степени сжатия / расширения	до 2/ до 4	до 12	до 6	до 5
Максимальная величина КПД	0,92	0,85	0,88	0,9
Уровень КПД при малых расходах рабочего тела	низкий	приемлемый	приемлемый	приемлемый
Создание многоступенчатой машины	Снижения КПД незначительно Конструктивных сложностей нет	Существенное падение КПД из-за разворота потока. Значительное увеличение диаметральных и осевых размеров	Существенное падение КПД из-за разворота потока. Значительное увеличение диаметральных и осевых размеров	Снижения КПД незначительно Конструктивных сложностей нет Хорошо согласуются с осевыми ступенями.

1.5 Области применения лопаточных машин

Основные области применения ЛМ представлены на рисунке 1.22

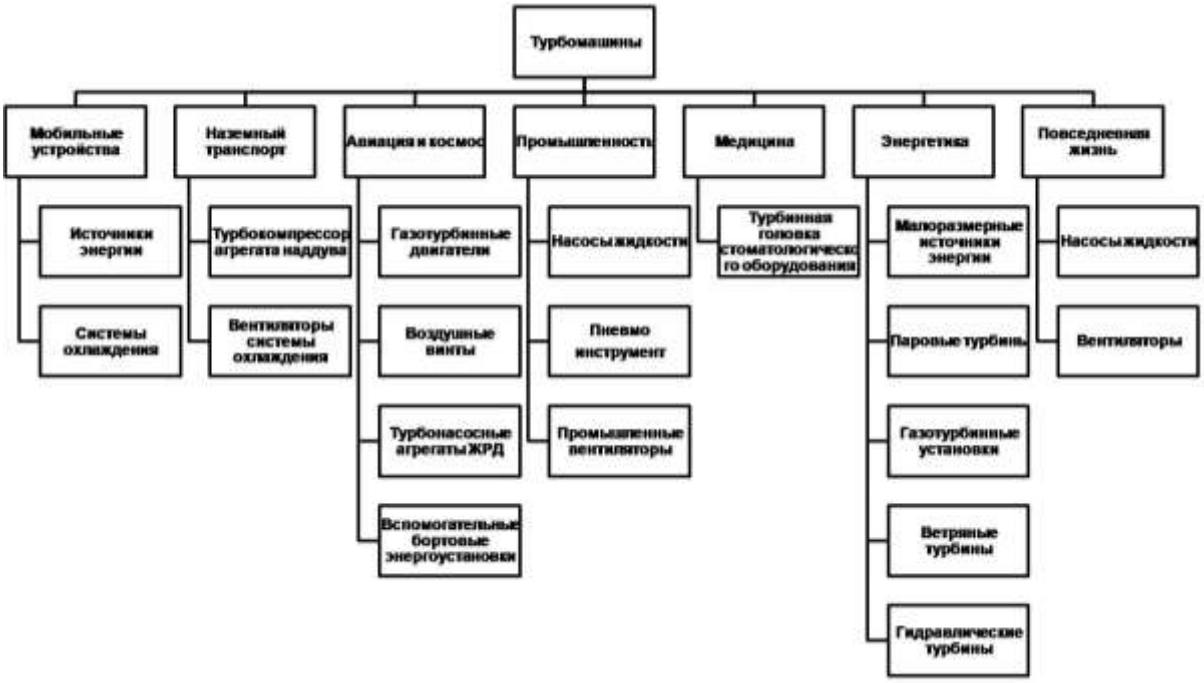


Рисунок 1.22 – Области применения лопаточных машин

1.5.1 Назначение и место лопаточных машин в системе газотурбинных двигателей авиационного и наземного назначения

Газотурбинный двигатель (рисунки 1.24, 1.25) - тепловая машина, работающая по замкнутому термодинамическому циклу Брайтона (рисунок 1.23). Получаемая в результате полезная работа затем преобразуется в работу передвижения летательного аппарата (авиационные ГТД), либо в полезную работу на выходном валу (наземная ГТУ).

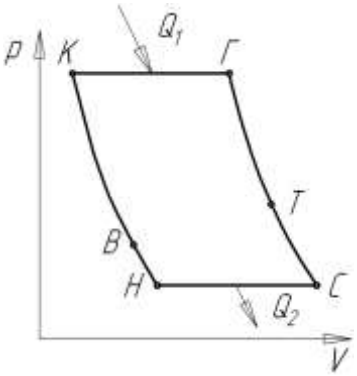


Рисунок 1.23 - Идеальный цикл *p=const* (Брайтона) в *p-V*- координатах

Тяга (P) – сила, которая прикладывается к летательному аппарату и заставляет его двигаться. Принцип ее получения, согласно формуле Стечкина, основан на отбрасывании высокоскоростного рабочего тела в сторону противоположную движению:

$$\mathrm{P} = \boldsymbol{G}(\boldsymbol{\upsilon} \cdot \boldsymbol{c_c} - \boldsymbol{V}_{\text{п}}).$$

Здесь G – расход рабочего тела через двигатель, кг/с;

c_c - скорость истечения газа из двигателя, м/с;

$V_{\text{п}}$ - скорость полета, м/с;

υ - коэффициент, учитывающий изменение массы рабочего тела в двигателе.

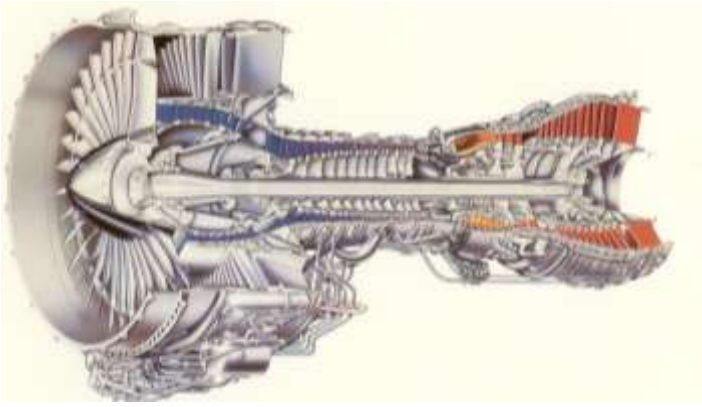


Рисунок 1.24 – Внешний вид газотурбинного двигателя авиационного назначения

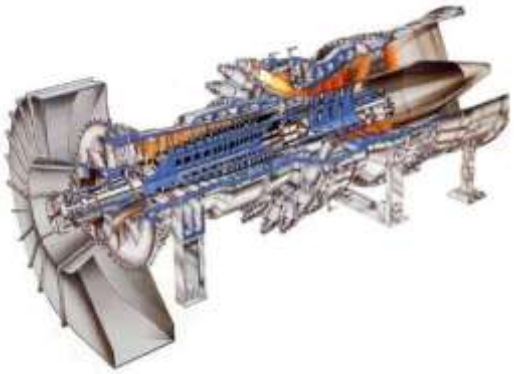


Рисунок 1.25– Внешний вид энергетической газотурбинной установки

Для работы, как авиационного ГТД, так и наземной энергоустановки необходимо создать повышенное давление на входе в узел, являющийся ключевым для функционирования изделия (сопло и турбина соответственно). Повышенное давление в случае ГТУ и ГТД формируется с помощью турбокомпрессора. Лопаточные компрессоры, как узлы создания повышенного давления, позволяют на несколько порядков повысить секундный расход рабочего тела и пропорционально повысить мощность при малых размерах установки. Газовая турбина, как сторонний источник энергии для компрессора, позволяет получить высокую мощность при наименьших собственных размерах.

Компрессора и турбины не достаточно для работы газогенератора. Если пренебречь изменением массы рабочего тела в проточной части и потерями энергии, то:

$$L_{\text{к}} = L_{\text{т}},$$

где $L_{\text{к}} = \mathrm{c_p T^*_в}\left({\pi_{\text{к}}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)$ – идеальная работа компрессора;

$L_т = c_р T_г^* \left(1 - \frac{1}{{\pi_т}^{*\frac{k-1}{k}}}\right)$ - идеальная работа турбины (*);

Примечание. Указанное равенство справедливо только при описанных выше допущениях. Для других случаев корректно говорить о равенстве мощностей $N_к = N_т$.

В случае если турбокомпрессор состоит только из компрессора и турбины, оба узла имеют одинаковое рабочее тело – воздух, а температура воздуха на входе в турбину равна температуре на выходе из компрессора:

$$T_г^* = T_к^* = T_в^* + \frac{L_к}{c_р} = T_в^* \left(1 + \left({\pi_к}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right) = T_в^* {\pi_к}^{*\frac{k-1}{k}}.$$

$$\Downarrow$$

$$L_к = L_т$$

$$\Downarrow$$

$$\left({\pi_к}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right) = {\pi_к}^{*\frac{k-1}{k}} \left(1 - \frac{1}{{\pi_т}^{*\frac{k-1}{k}}}\right).$$

Это равенство будет справедливо только в одном случае, когда ${\pi_к}^* = {\pi_т}^*$. То есть газогенератор такого типа не создает повышенного давления на выходе.

Для нормального функционирования турбокомпрессора на входе в турбину газ подогревают с помощью камеры сгорания, что позволяет повысить работоспособность газа и достигнуть работы, необходимой для привода компрессора с меньшей степенью расширения ${\pi_т}^*$ (что видно из уравнения (*)). В результате, на выходе из турбины остается значительное остаточное давление, которое может быть использовано для получения высокоскоростной струи в сопле или работы в приводной турбине.

Окончательная схема ГТД (ГТУ) (рисунок 1.26) состоит из следующих узлов:

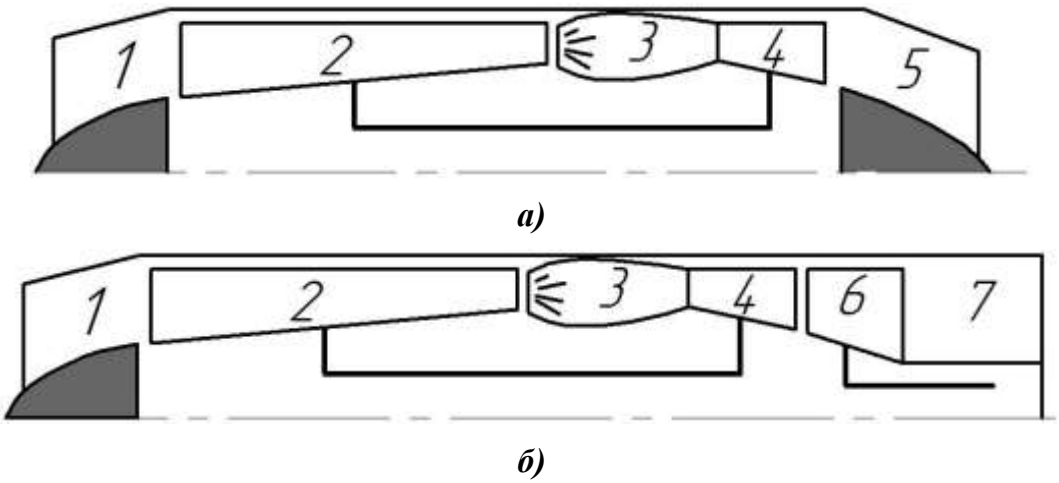
Входного устройства, выполненного в виде дозвукового или сверхзвукового диффузора и предназначенного для предварительного сжатия рабочего тела, поступающего в двигатель и направления его в компрессор.

Компрессора, предназначенного для непрерывного сжатия поступающего рабочего тела до необходимого уровня степени повышения давления π_K^*. Для этого к компрессору подводится извне механическая работа L_K, в результате чего полное давление и полная температура рабочего тела возрастают, достигая на выходе p_K^* и T_K^*.

Камеры сгорания – устройства, в котором происходит непрерывное сгорания топлива при $p = const$ в потоке сжатого рабочего тела, в результате чего к газу подводится потребное количество тепла Q_1, а температура возрастает до $T_Г^*$.

Турбины – предназначенной для выработки мощности, необходимой для привода компрессора. В наземных ГТУ часть мощности, выработанной турбиной, передается на выходной вал. В результате совершения в турбине рабочим телом работы его давление и температура уменьшаются, достигая на выходе значений p_T^* и T_T^*.

Реактивного сопла предназначенного для дальнейшего расширения сжатого и нагретого рабочего тела. В результате потенциальная энергия струи газа, покидающего турбину, превращается в кинетическую энергию струи и используется для создания тяги. В наземных ГТУ сопло служит для вывода выхлопных газов за пределы двигателя.



1 – входное устройство; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – сопло; 6 – приводная (свободная) турбина; 7 – выходное устройство.

Рисунок 1.26 – Принципиальная схема авиационного ГТД (а) и наземной ГТУ (б)

1.5.2 Назначение и место лопаточных машин в системе наддува двигателя внутреннего сгорания

Развитие двигателей внутреннего сгорания (ДВС) идет по пути повышения мощности двигателя при сокращении его габаритов и потребляемого топлива. Мощность двигателя определяется следующим выражением:

$$P_e = K \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{V_h}{\tau} \cdot i \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_м \cdot \rho_к \cdot n,$$

где К - константа;

H_u- низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

l_0 - количество воздуха теоретически необходимое для полного совершенного сгорания топлива кг/кг;

V_h- рабочий объем цилиндра, л;

i - число цилиндров, шт;

τ – тактность двигателя (двух или четырехтактный);

α - коэффициент избытка воздуха;

η_i- индикаторный КПД;

η_v - коэффициент наполнения цилиндра;

$\eta_м$ - механический КПД;

$\rho_к$ - плотность воздуха, поступающего в цилиндр, кг/м^3;

n – число оборотов коленчатого вала, об/мин.

Анализ выражения показывает, что мощность можно увеличить за счет:

- роста числа цилиндров i при сохранении их размеров, или увеличения их объема V_h. Оба этих пути приведут к росту размеров и веса двигателя в целом.
- роста частоты вращения коленвала n. Чем больше n, тем большее число рабочих циклов совершает двигатель в единицу времени. Но возрастают нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма. Поэтому необходимо усиливать элементы двигателя, что приводит к увеличению веса и габаритов. Кроме того, увеличивается мощность трения, поскольку сила сопротивления пропорциональная квадрату частоты

вращения *n*. Обороты коленвала ограничиваются скоростью движения поршня, которая не должна превышать *10……12* м/с.

- применения двухтактного двигателя. Рабочий цикл совершается за один оборот коленвала, что при одинаковых размерах и быстроходности позволяет совершить вдвое большую работу. Однако изменение числа тактов приводит к существенным изменениям в конструкции двигателя. А рост мощности на выходном валу на практике происходит не в *2*, а в *1,5... 1,7* раза, что связано с расходом мощности на привод нагнетателя, необходимого для запуска двигателя и продувку цилиндров.
- совершенствования рабочего процесса двигателя: применение лучших и дорогих сортов топлив, увеличение коэффициента наполнения, механического и индикаторного КПД, изменение коэффициента избытка воздуха, модернизация каналов впуска и выпуска. Однако при существующем уровне совершенства ДВС улучшение этих показателей способно дать прибавку мощности, не превышающую *5……10%*.
- повышения плотности рабочего тела поступающего в цилиндр $\rho_к$ за счет применения наддува. Это наиболее перспективный метод, позволяющий существенно увеличить мощность двигателя без существенного изменения габаритов и массы, при сохранении инерционных нагрузок и тактности. В результате увеличивается заряд цилиндра окислителем, что позволяет пропорционально увеличить количество топлива, сжигаемого в цилиндре. Это дает большую теплоту, которая в дальнейшем преобразуется в механическую работу. Кроме мощности пропорционально росту давления на входе в цилиндры растет и крутящий момент на выходном валу:

$$M_{кр} = p_{ср} V_h,$$

где $p_{ср}$ - среднее давление цикла.

Двигатель с наддувом – это *комбинированный двигатель внутреннего сгорания*, т.е. комбинация поршневого ДВС, лопаточных и поршневых машин сжатия, расширения, теплообменников. Термодинамически в таком двигателе единое рабочее тело совершает соответствующий единый рабочий цикл. Тепло,

полученное от сгорания топлива (или топлив), преобразуется в механическую работу. Полезная механическая работа может сниматься с коленчатого вала поршневой машины, с вала газовой турбины или с обоих валов. Компрессор с приводом турбиной называют *турбонаддувом* (англ. *Turbocharge*), а компрессор с приводом от коленвала – *механическим наддувом* (англ. *Supercharge*).

Увеличение заряда цилиндра существенно повышает литровую мощность двигателя до *110...120* л.с./л. Что, в свою очередь, увеличивает мощность двигателя при практически неизменных габаритах и весе силовой установки. Кроме того, рост литровой мощности позволяет получить двигатель заданной мощности со значительно меньшими размерами и массой. Более компактные двигатели имеют меньшие насосные потери и потери трения. На рисунке 1.27 приведена зависимость мощности ДВС при увеличении степени сжатия. На рисунке 1.28 приведено сравнение двух дизелей одинаковой мощности.

Существенное изменение размеров двигателя приводит к снижению его стоимости. Цена двигателя с наддувом ниже, чем цена на двигатель без наддува той же мощности.

Применение турбонаддува повышает эффективность работы двигателя, за счет снижения удельного эффективного расхода топлива. Основными причинами повышения экономичности дизеля с наддувом являются следующие:

а) выбор оптимальной степени повышения давления;

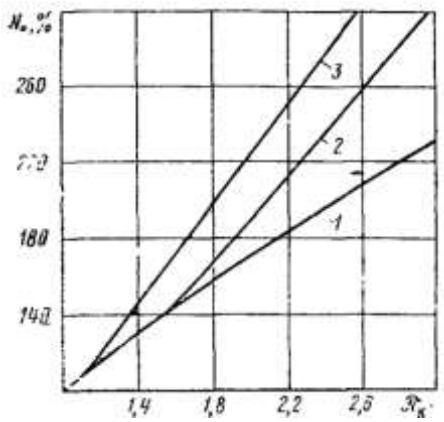
б) увеличение коэффициента наполнения цилиндра η_v;

в) большая полнота сгорания $\eta_г$ благодаря повышенному коэффициенту избытка воздуха α;

г) большая доля топлива сгорает при постоянном объеме, увеличивается степень повышения давления λ;

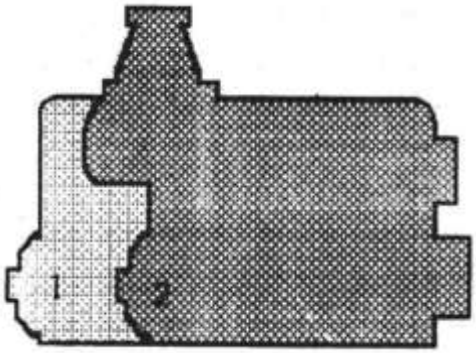
д) зарядка цилиндра происходит воздухом повышенного давления, благодаря чему появляется дополнительная положительная работа, причем, энергия на предварительное сжатие воздуха отбирается не от двигателя, а от отработанных выхлопных газов (ОГ).

Это в первую очередь относится к двигателям с турбонаддувом на режимах близким к максимальным. Рост эффективности превышает *7%* (рисунок 1.29).



1 – без охлаждения надувающего воздуха; 2 – с охлаждением надувающего воздуха до 65°С; 3 - с охлаждением надувающего воздуха до 65°С

Рисунок 1.27 – Зависимость мощности ДВС от степени сжатия в агрегате наддува



1 - Атмосферный восьмицилиндровый дизель; *2* - Пятицилиндровый дизель с наддувом.

Рисунок 1.28 - Сравнение размеров дизелей одинаковой мощности

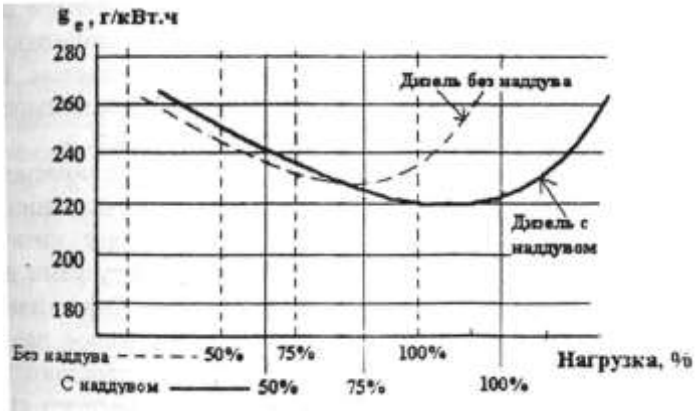


Рисунок 1.29 Сравнение нагрузочных характеристик по удельному расходу топлива дизелей с наддувом и без

Оснащение ДВС агрегатом наддува улучшает экологические характеристики. Во-первых, установка турбины существенно снижает шум выхлопа. Во-вторых, уменьшается дымность и токсичность ОГ. Это связано с тем, что поток за компрессором обладает повышенной турбулентностью, что приводит к лучшему перемешиванию топлива с окислителем. Процесс горения протекает при повышенном значении коэффициента избытка воздуха α (бедной смеси). Повышению интенсивности смешения топлива с окислителем способствует также размещение карбюратора перед компрессом у бензиновых двигателей. В результате топливо выгорает полнее. Это снижает концентрацию вредных веществ в выхлопе.

Ресурс ДВС с наддувом превышает моторесурс аналогичного безнаддувного двигателя. Это связано со следующими факторами:

- период задержки воспламенения в наддувном двигателе, уменьшается, так как впрыск топлива происходит в среду с повышенной температурой, снижается фактор динамичности цикла, сгорание становится более мягким, пропадают характерные для дизеля ударные нагрузки;
- повышенный коэффициент избытка воздуха α позволяет лучше охлаждать камеру сгорания. ОГ имеют более низкую температуру, не перегружают термическими нагрузками выпускной клапан. Благодаря наддуву среднее эффективное давление дизеля повышается, но максимальное давление не возрастает в такой же степени, т.е. не возрастают нагрузки на подшипники и другие детали;
- использование ОГ в турбине снижает их температуру, уменьшая теплонапряженность выхлопных коллекторов, улучшаются условия работы каталитического нейтрализатора.

Повышение температуры и давления заряда в цилиндре позволяет на двигателе с наддувом применять нетрадиционные более дешевые сорта топлив с пониженной воспламеняемостью (низкие цетановые числа), повышенной вязкостью и т. д.

Главным недостатком механического наддува является то, что работа, необходимая для привода компрессора, отбирается от коленчатого вала, заметно сокращая полезную работу на выходном валу. Потеря мощности тем больше, чем больше степень сжатия.

Двигатель с турбонаддувом на низких режимах может проигрывать атмосферному двигателю (рисунок 1.34). С увеличением степени наддува, мощность двигателя на пониженных режимах снижется значительнее. Потому, что на пониженных режимах энергии ОГ недостаточно для достижения требуемой степени сжатия.

Турбина, установленная в выхлопном коллекторе, создает сопротивление выходящим отработанным газам. Это нагружает поршни двигателя. Он совершает повышенную толкательную работу, что приводит к увеличению нагрузок на кривошипно-шатунный механизм и создает дополнительные потери.

У дизелей из-за высокого уровня степени сжатия высокий наддув приводит к чрезмерно высоким давлениям в цилиндре, т.е. высоким механическим нагрузкам. Для снижения этих нагрузок приходится снижать степень сжатия. При этом возникает проблема запуска дизеля и работы на малых нагрузках. При пуске, когда давление воздуха на входе в цилиндр равно атмосферному, низкая степень сжатия не обеспечивает получения достаточных для самовоспламенения топлива температур. То же может наблюдаться и при малых нагрузках, при "холодном" двигателе.

При изменении режима работы двигатель с турбонаддувом обладает худшей приемистостью по сравнению с атмосферными двигателями и двигателями с механическими компрессорами. Это является следствием отсутствия механической связи компрессора и поршневого двигателя. Разгон ротора турбокомпрессора происходит медленнее, чем разгон коленчатого вала. Это приводит к отставанию процесса снабжения цилиндров воздухом, из-за чего снижаются эксплуатационные, экономические и мощностные показатели.

Основная тенденция развития систем наддува направлена на преодоление вышеперечисленных недостатков, что обычно сопровождается усложнением конструкции. Многие модификации классической схемы направлены на повышение приемистости.

Конструктивно двигатель с наддувом отличается от атмосферного наличием устройства сжатия. В настоящее время наиболее распространенным является наддув с помощью центробежного компрессора с приводом от газовой турбины или коленчатого вала.

Основная идея турбонаддува заключается в использовании для привода компрессора энергии турбины, в которой происходит расширение выходящих из цилиндра выхлопных газов до давления близкого к атмосферному. Обычно эта энергия просто выбрасывается и рассеивается в атмосфере.

Наиболее распространенной является схема одноступенчатого турбонаддува (рисунок 1.30). Атмосферный воздух, пройдя воздушный фильтр, попадет в компрессор, находящийся в составе одного агрегата с турбиной и связанный с ней валом. Этот агрегат называется турбокомпрессором (ТРК) и содержит также подшипники ротора и системы подвода/отвода масла. Сжатый воздух проходит

через теплообменник, где охлаждается набегающим потоком или с помощью охлаждающей жидкости. Снижения температуры наддувающего воздуха увеличивает плотность окислителя на входе в цилиндры. Затем сжатое рабочее тело попадает в двигатель. Отработанные газы из цилиндра подводятся к турбине, где расширяются, совершая работу, которая расходуется на вращение компрессора.

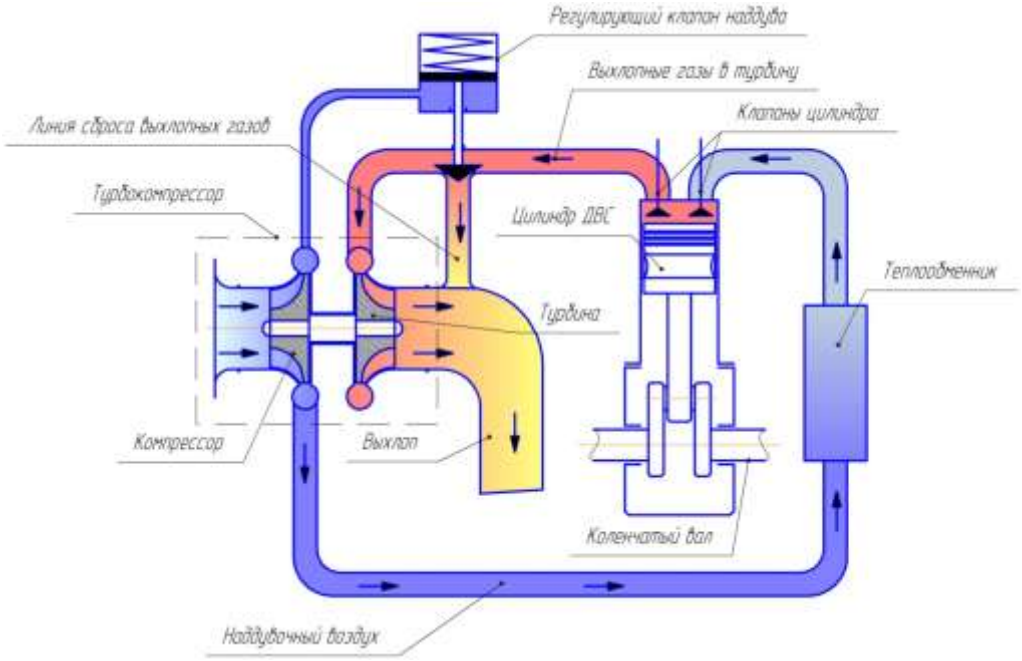


Рисунок 1.30 - Принципиальная схема организации турбонаддува

Давление за компрессом может достигать значений недопустимых с точки зрения нагружения элементов двигателя, условия детонационного горения топлива или т.д. Поэтому степень сжатия компрессора ограничивается. При превышении установленного значения срабатывает клапан, перепускающий ОГ мимо турбины. В результате мощность турбины и частота вращения ТКР снижается, что приводит к уменьшению степени повышения давления в компрессоре. Это классическая схема турбонаддува. Она обеспечивает малый уровень механических потерь и может быть просто реализована на существующем ДВС (в том числе с использованием готовых ТКР).

Для сокращения размеров ТРК с целью уменьшения массы и инерционности, частота вращения его ротора все время увеличивается (в настоящий момент она достигает *80000…...120000* об/мин). Кроме того, температура ОГ достигает *750 ℃*. Это приводит к тому, что создание турбокомпрессора является сложной научно-технической задачей. Внешний вид типичного ТКР показан на рисунке 1.31.

Большинство ДВС грузовых и легковых автомобилей имеют небольшие секундные расходы рабочего тела, поэтому в них предпочтительнее применять радиальные турбины, в качестве привода компрессора. Такие турбины применяются при мощности агрегата наддува $N=30\cdots700кВт$. Мощные стационарные, локомотивные и судовые дизели имеют значительно больший расход рабочего тела и на них чаще применяются осевые турбины (рисунок 1.32). Они используются при мощности агрегата наддува $N=250\cdots2500кВт$.

Рисунок 1.31 – Внешний вид типичного турбокомпрессора с радиальной турбиной

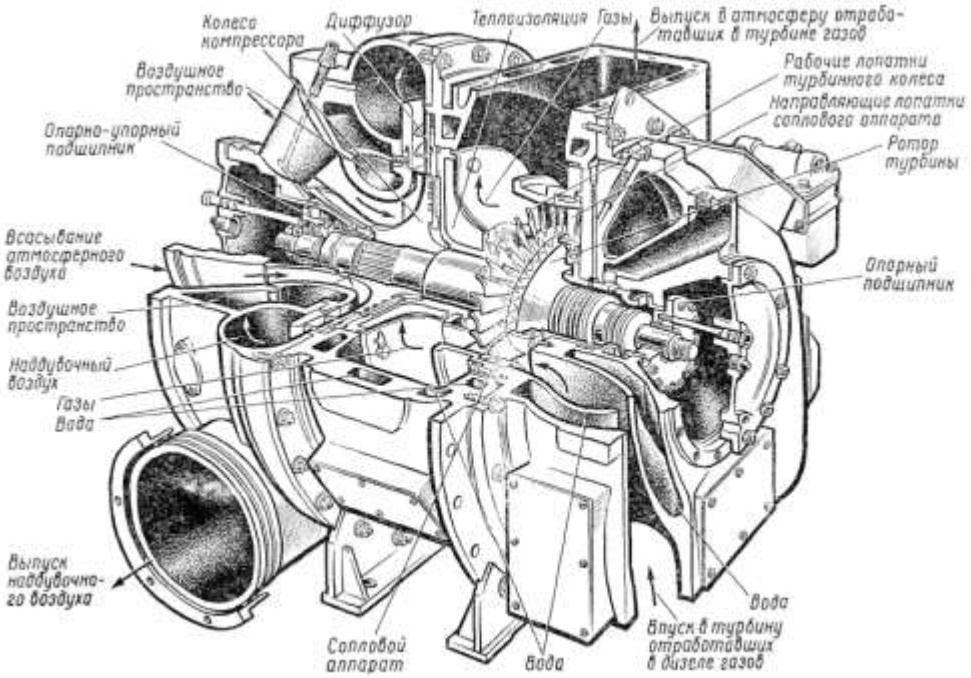


Рисунок 1.32 Турбокомпрессор ТК-34С локомотивного дизеля 10Д100 с осевой турбиной

1.5.3 Назначение и место лопаточных машин в системах питания ракетных двигателей

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) (рисунки 1.33, 1,31) – это двигатель, работающий на жидких компонентах топлива: окислителе (О) (жидкий кислород, азотная кислота, и др.) и горючем (Г) (керосин, жидкий водород, и др.), находящихся на борту летательного аппарата. Давление компонентов в камере сгорания достигает *1,0..30 МПа*, а их расход в зависимости от типа двигателя может быть и очень маленьким (*0,05..5г/с*), и очень большим (*до 3000 кг/с*).

Основным отличием ЖРД от других ДВС является независимость от атмосферного воздуха как окислителя. ЖРД предназначены для кратковременного создания тяги. Ее величина варьируется от долей ньютона до тысяч килоньютонов.

Рисунок 1.33 – Жидкостно реактивный двигатель РД-170

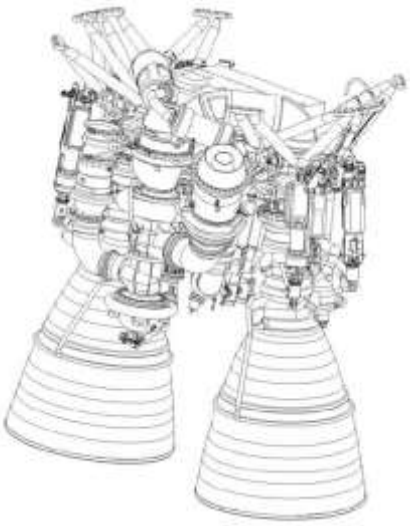


Рисунок 1.34 – Жидкостно реактивный двигатель РД-180

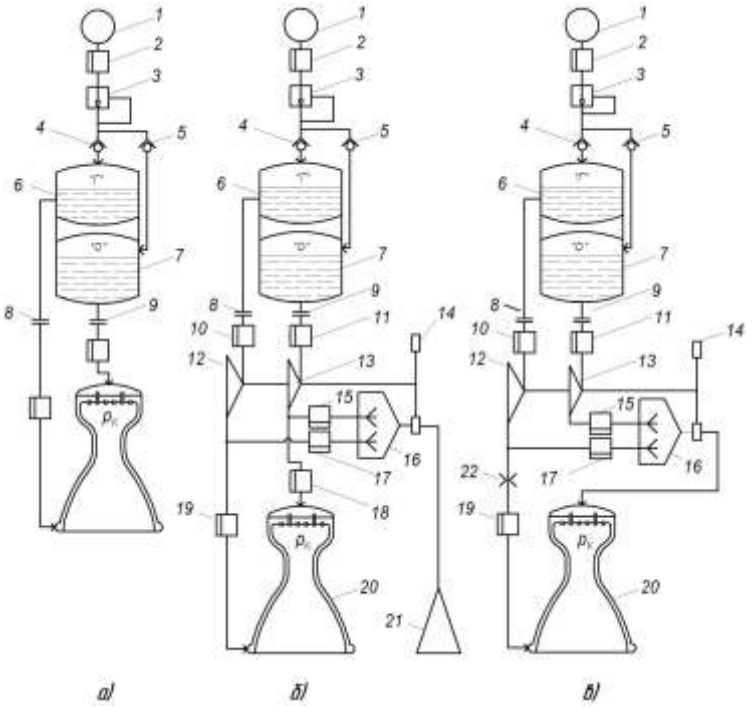
Известны два типа систем подачи компонентов топлива в камеру сгорания ЖРД (рисунок 1.35): вытеснительная и насосная.

Схема вытеснительной системы подачи топлива приведена на рисунке 1.35*а*. Из бака высокого давления *1* инертный газ (азот, гелий) через пусковые клапаны *2*, редуктор давления *3* и обратные клапаны *4* и *5* поступает в баки *6* горючего и *7* окислителя. Под воздействием давления инертного газа компоненты топлива вытесняются в камеру *20*, когда открываются главные клапаны окислителя *18* и горючего *19*. Преимущество вытеснительной системы заключается в простоте и надежности системы питания. Однако при этом давление в баках должно быть

высоким, больше давления в камере сгорания. Поэтому в случае большой тяги двигателя, а, следовательно, значительных расходов горючего и окислителя при больших импульсах тяги баки получаются толстостенными, массивными, и по массе неприемлемыми для ракетной техники.

Для ЖРД умеренной и большой тяги применяются насосные системы подачи топлива (рисунок 1.35*б,в*). Внутри топливных баков *6,7* поддерживается небольшое давление, достаточное для бескавитационной работы насосов *12* и *13,* которые обеспечивают необходимое давление для подачи компонентов в камеру *20.*

Существуют две принципиально отличные друг от друга схемы работы ЖРД с насосной системой подачи топлива.



1 – бак с инертным газом; *2* - пусковой клапан; *3* - редуктор; *4, 5* – обратные клапаны; *6,7* – баки горючего и окислителя; *8,9* – места стыковки ЖРД с ракетой по линиям горючего и окислителя; *10, 11* – пусковые клапаны горючего и окислителя; *12,13* – насосы горючего и окислителя; *14* – газовая турбина; *15,17* – клапаны окислителя и горючего на линии газогенератора; *16* – газогенератор;*18* – главный клапан окислителя; *19* – главный клапан горючего; *20* – камера ЖРД; *21* - утилизационное сопло; *22* – дроссельная шайба.

Рисунок 1.35 - Двигательные установки ЖРД, выполненные по вытесни тельной (а) и по открытой (б) и закрытой (в) насосным схемам

Открытая схема (рисунок 1.35*б*). По команде «Пуск» открывается пусковой клапан *2*. Инертный газ (чаще всего гелий), находящийся в баке *1* высокого давления, с существенно низким давлением, срабатываемым в редукторе давления *3*, через обратные клапаны *4* и *5* поступает в баки *6* горючего и *7* окислителя, т.е. осуществляется наддув баков. Открываются пусковые клапаны горючего *10* и

окислителя *11*. Компоненты топлива через насосы *12* горючего и *13* окислителя заполняют магистрали двигателя до клапанов *15* окислителя и *17* горючего газогенератора и камеры *18, 19* соответственно.

По достижении определенного давления наддува открываются клапаны окислителя *15* и горючего *17* газогенератора. Топливо поступает в газогенератор *16*, где воспламеняется от специальной системы зажигания или самостоятельно (самовоспламеняющиеся компоненты). Далее продукты сгорания из газогенератора поступают на турбину *14*, которая начинает раскручивать насосы *12* и *13*, повышая давление на их входе.

По достижении заданного давления компонентов топлива за насосами открываются главные клапаны *18* и *19*. Топливо поступает в камеру *20*. Один компонент проходит по рубашке охлаждения камеры *20*, а затем поступает в камеру. При смешении компонентов топлива в камере воспламеняется как и в газогенераторе. Продукты сгорания поступают в турбину, она раскручивается до расчетной частоты вращения, двигатель выходит на режим.

Недостаток открытой схемы ЖРД в том, что часть расхода компонентов топлива, идущего на привод турбины, выбрасывается на «выхлоп» через сопло *21*. При этом не полностью используется его энергия. Кроме того, эта часть топлива практически не участвует в создании тяги двигателя.

Замкнутая схема ЖРД (рисунок 1.35*в*). Отработанный в турбине *14* газ, образовавшийся в газогенераторе *16* при сгорании топлива, поступает в камеру *20* на дожигание. Это приводит к тому, что весь расход одного из компонентов топлива идет через газогенератор *16* (рисунок 1.35*в* – окислителя), а другой компонент (рисунок 1.35*в* – горючее) большей частью поступает в камеру *20*. При этом незначительная часть его (*≈1%* от суммарного расхода топлива) идет в газогенератор для обеспечения процесса горения и образования газа. Поскольку газ после турбины *14* поступает непосредственно в камеру *20* ЖРД, то такая турбина называется предкамерной.

ЖРД состоит из следующих основных агрегатов: ***турбонасосного агрегата (ТНА)*** (рисунки 1.36, 1.37) состоящего из камеры сгорания *20,* обеспечивающей основной параметр двигателя – тягу; турбины *14* и насосов *12* горючего и *13* окислителя, повышающих давление компонентов топлива для обеспечения

величины давления $p_к$ в камере и газогенераторе до десятков мегапаскалей; ***газогенератора***, обеспечивающего создание рабочего тела турбины; ***агрегатов автоматики***, которые обеспечивают управление запуском и остановом двигателя, а также регулировании величины тяги; ***трубопроводов*** и узлов общей сборки, соединяющих все агрегаты РД в единую систему.

Основные требования на разработку ТНА – давление и расход компонентов топлива на входе в двигатель (по местам стыковки *8* и *9* с ракетой, рисунок 1.40 *б*,в) и на выходе из насосов, габаритные размеры, точки подсоединения к магистралям двигателя, масса агрегата.

Насосная система подачи значительно сложнее вытеснительной, но при больших расходах и давлении компонентов на входе в камеру она обеспечивает меньшую массу всей двигательной установки – совокупности ЖРД и баков.

В состав мощных ракетных двигательных установок обязательно входит ТНА, состоящий из нескольких шнекоцентробежных (лопаточных) насосов и приводной турбины.

Рисунок 1.36 – Внешний вид турбонасосного агрегата

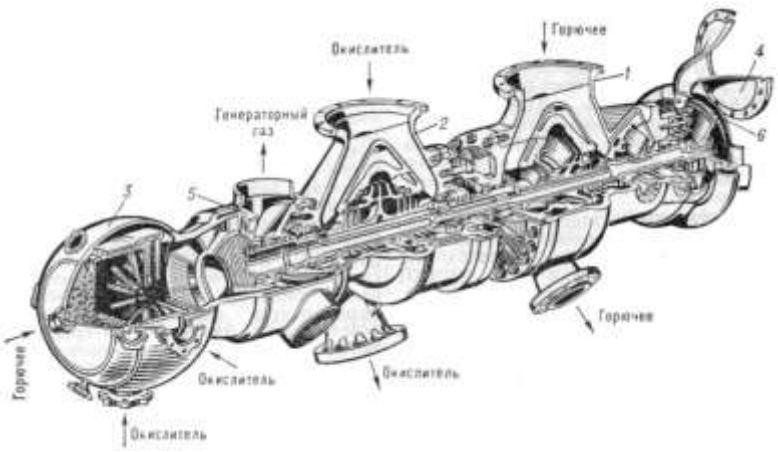


Рисунок 1.37 –Турбонасосный агрегат ЖРД РД-253

1.6 Требования, предъявляемые к лопаточным машинам

Снижение массы и габаритов. Для ЛМ в составе ГТУ, ТНА ЖРД, турбохолодильных установок ЛА масса компрессора и турбины может достигать *60……70%* от полной массы установки в целом. Уменьшение размеров и массы агрегатов наддува и турбоустановок судовых силовых агрегатов и систем позволяет экономить место в помещениях машинных отделений и подкопотном пространстве, экономить материал. Критерием оптимальности конструкции ЛМ является удельная масса двигателя $\gamma_{дв}$.

Высокий КПД. Требование диктуется соображениями получения высоких показателей эффективности установок, применяющих ЛМ. Недобор КПД в одном узле приведет к повышенным энергозатратам во всем изделии. Так, снижение КПД турбины в составе ГТУ приведет к тому, что работа, которую она передает компрессору, будет меньше требуемой. В результате снизится степень сжатия, и установка не обеспечит требуемых показателей. Компенсация недобора параметров потребует увеличения температуры газов перед турбиной и расхода топлива.

Благоприятное протекание характеристик. Многие установки, в состав которых входят лопаточные машины, работают в широком диапазоне режимов. Чтобы занять значимое место на рынке, они должны показывать высокую экономичность не только в расчетных условиях, но и на всех эксплуатационных режимах. Это возможно только если все узлы, в том числе и лопаточные машины, будут в нерасчетных условиях сохранять высокие значения КПД.

Надежность и живучесть. Создаваемая конструкция должна обладать прочностью, достаточной для безотказной работы в течение ресурса (полного или межремонтного). Прочностные характеристики любых элементов должны быть стабильными во времени - не должны уменьшаться по мере старения материала или его износа. Кроме того ЛМ должны сохранять работоспособность при воздействии неблагоприятных внешних факторов: воды, пыли, попадании небольших посторонних предметов засасываемых в проточную часть.

Одним из критериев успеха изделия на рынке является минимальная себестоимость. Поэтому к лопаточным машинам предъявляются требования ***технологичности, простоты создания и возможности модернизации***.

1.7 Базовая терминология теории лопаточных машин

1.7.1 Понятие об элементарной решетке профилей

Лопаточная машина – это тело вращения. Если взять кольцевое сечение с произвольным радиусом r_i, ось которого совпадает с осью турбомашины, пересечь им лопаточный венец, и полученную в сечении картину развернуть в плоскость (рисунок 1.38), то изображение, полученное таким образом, называется *элементарной решеткой профилей*. Контур лопатки, попавшей в цилиндрическое сечение, *профилем*. Элементарный венец представляет собой решетку профилей бесконечно малой высоты.

1.7.2 Обозначения направлений и базовых поверхностей в теории лопаточных машин

Рассмотрим течение произвольно выделенного бесконечно малого объема движущегося в межлопаточном канале лопаточной машины по пространственной траектории *S* (рисунок 1.39). Лопатка действует на выделенный объем силой $\bar{F}$.

Течение газа в лопаточных машинах рассматривается в системе координат *rau*. Ось *oa* совпадает осью вращения ЛМ. Ось *or* направлена вдоль радиуса. Ось *ou* перпендикулярна первым двум.

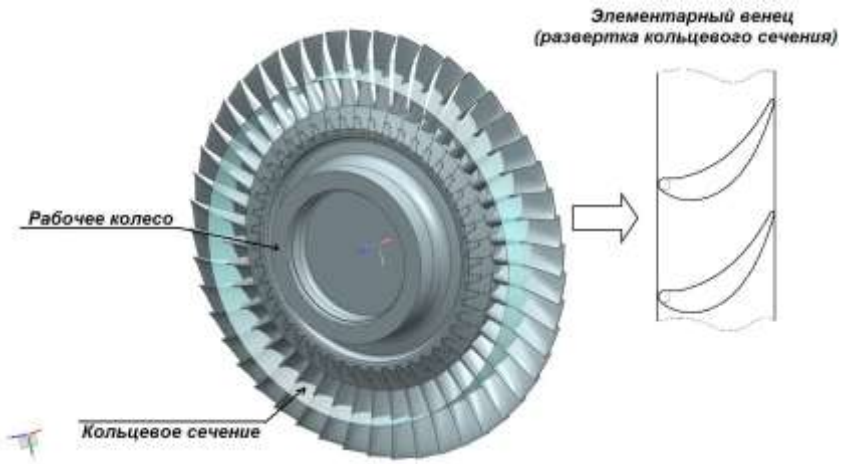


Рисунок 1.38– К понятию элементарной ступени лопаточной машины

В теории лопаточных машин и ГТД приняты следующие названия направлений:

– вдоль оси *or* – радиальное;

– вдоль оси *oa* – осевое;

– вдоль оси *ou* - окружное.

Любой вектор скорости может быть разложен на проекции в принятой системе координат (рисунок 1.40):

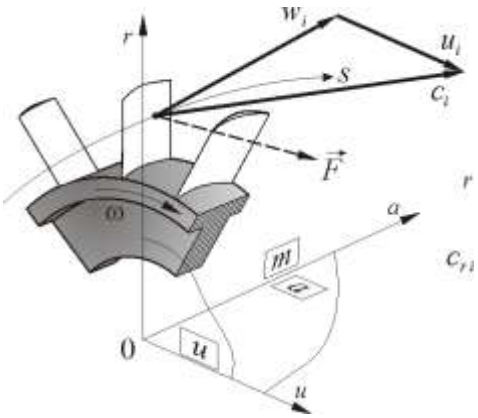


Рисунок 1.39. Схема течения выделенного объема в произвольном рабочем колесе лопаточной машины

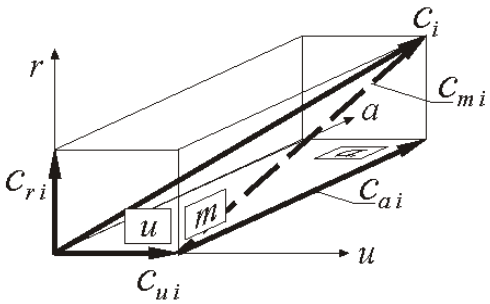


Рисунок 1.40 - Проекции скорости

c_a – осевая проекция;

c_r – радиальная проекция;

c_u – окружная проекция;

c_m – меридианальная проекция. Нетрудно видеть, что

$$c_m = \sqrt{c_a^2 + c_r^2}.$$

Координатные оси образуют плоскости, которые имеют следующие названия:

roa или *m* – меридиональная (рисунок 1.41);

rou или *u* – окружная;

aou или *a* – осевая.

Величина любой скорости потока в лопаточной машине является функцией четырёх переменных $c_i = f(r, u, a, t)$.

Поскольку рабочее колесо вращается с угловой скоростью ω, то выделенный объем, находящийся в его межлопаточных каналах, совершает сложное движение. С одной стороны он вращается с ***окружной скоростью:***

$$u = \omega \cdot r = \frac{\pi D n}{60},$$

где r – расстояние от оси вращения до объема;

ω - угловая скорость вращения ротора

$D=2r$ – диаметр, на котором располагается рассматриваемый объем;

n – частота вращения ротора, об/мин.

С другой стороны выделенный объем движется относительно подвижных, вращающихся вместе с лопаточной машиной элементов, с ***относительной скоростью*** $\bar{w}$. Векторная сумма этих скоростей $\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$ равна ***абсолютной скорости*** $\bar{c}$, с которой выделенный объем движется относительно глобальной системы координат. Она направлена по касательной к линии тока S. Векторное равенство графически может быть изображено в виде векторного треугольника, который называется ***треугольником скоростей*** (рисунок 1.42).

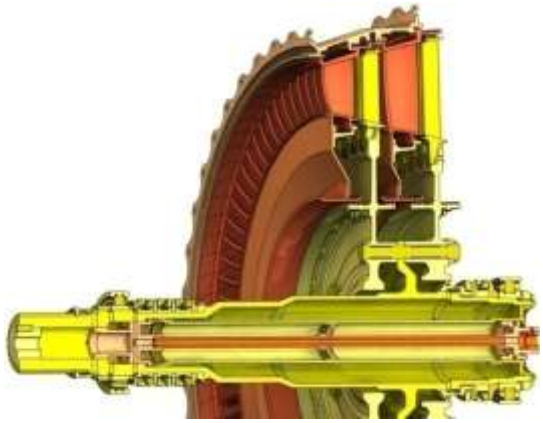


Рисунок 1.41 – Меридиональное сечение осевой турбины

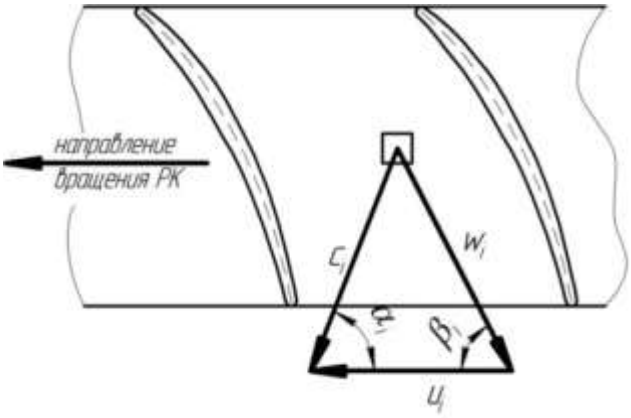


Рисунок 1.42 - К понятию о треугольнике скоростей

Угол потока в абсолютном движении между окружной $\bar{u}$ и абсолютной $\bar{c}$ скоростями обозначается буквой α. *Угол потока в относительном движении* между окружной $\bar{u}$ и относительной $\bar{w}$ скоростями обозначается буквой β.

1.7.3 Характерные (контрольные) сечения турбомашины и структура построения индексов параметров

Параметры потока в лопаточных машинах, при анализе рабочего процесса в них, анализируют в контрольных сечениях. Обозначения этих сечений являются общими для всех типов лопаточных машин:

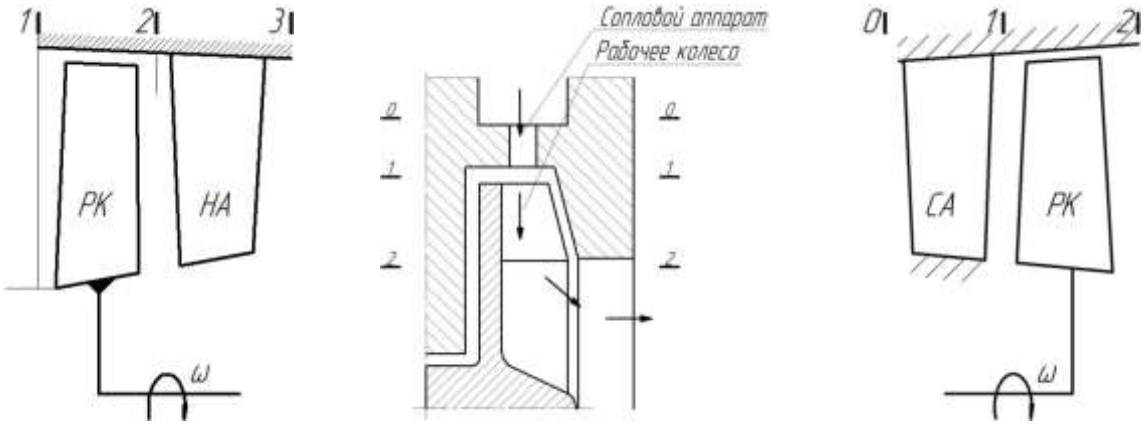
0 – вход в неподвижный лопаточный венец, находящийся перед РК (СА турбины или ВНА компрессора);

1 – вход в рабочий (подвижный) венец;

2 – выход из рабочего венца, вход в следующий неподвижный венец (НА);

3 – выход из направляющего аппарата.

Данные номера используются в качестве индексов при записи параметра и указывают на принадлежность параметра конкретному сечению. Например, p_1 – означает давление в сечении 1, т.е. на входе в РК. Схемы ступеней компрессоров и турбин некоторых типов с обозначенными характерными сечениями представлены на рисунке 1.43.



а) ***б)*** ***в)***

а - Осевой компрессор; *б* - центростремительная турбина; *в* – осевая турбина

Рисунок 1.43 – Схемы лопаточных машин с обозначением характерных сечений

1.8 Модели рабочего процесса в лопаточных машинах

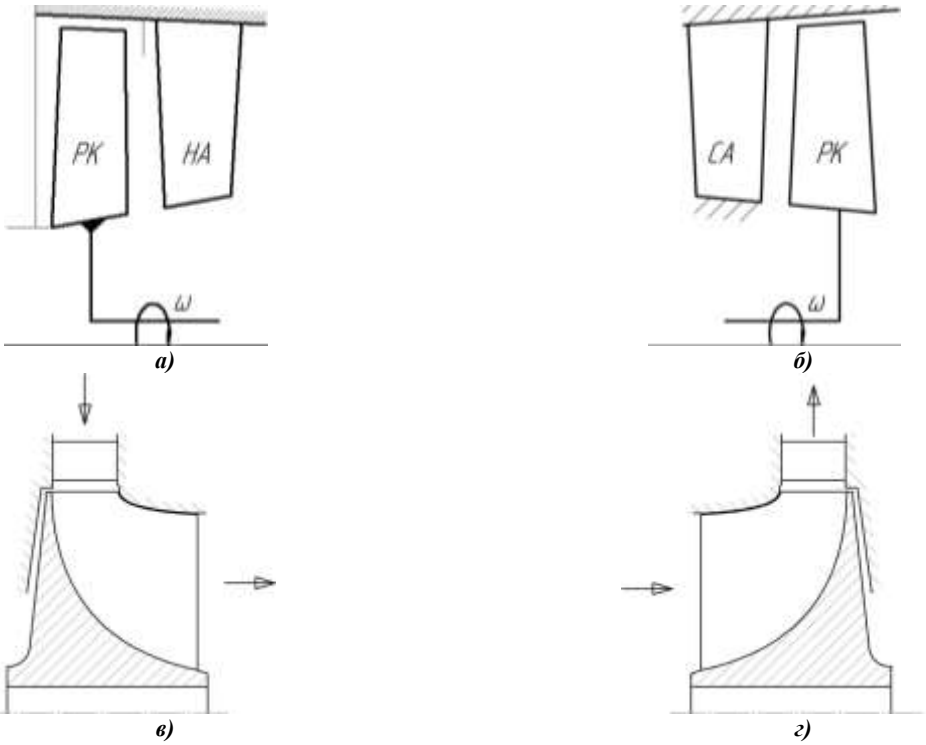
Поток рабочего тела в лопаточной машине нестационарен и имеет сложную пространственную структуру. При анализе процессов поток считается установившимся и стационарным (параметры потока неизменны во времени).

1.8.1 Одномерная модель потока в лопаточной машине

Одномерная модель (рисунок 1.44) - тело вращения, ограниченное двумя поверхностями вращения: наружной (поверхность статора) и внутренней (поверхность ротора).

В одномерной модели параметры потока меняются только вдоль оси вращения. Параметры потока p_i, T_i и др. определяют только в дискретно расположенных вдоль оси вращения контрольных сечениях. Параметры потока считаются неизменными по сечению, радиальная и окружная неравномерность параметров не учитывается. На участке между контрольными сечениями к рабочему телу может осуществляться подвод или отвод работы L и тепла Q.

Однако одномерная модель не позволяет, рассмотреть схему взаимодействия собственно лопатки и потока рабочего тела.



а – осевой компрессор; *б* – осевая турбина; *в* – центростремительная турбина; *г* – центробежный компрессор

Рисунок 1.44 – Одномерные модели различных типов лопаточных машин

1.8.2 Двухмерная модель потока в лопаточной машине

В двухмерной модели потока параметры меняются в проекциях на две координатные оси: осевую и окружную (для осевых участков) или радиальную и окружную (для радиальных участков). Для осевых участков двухмерная модель представляет собой элементарный лопаточный венец (см. раздел 1.7.1 и рисунок 1.38). Примеры двухмерных моделей потока для осевых машин приведены на рисунках 1.45 и 1.46.

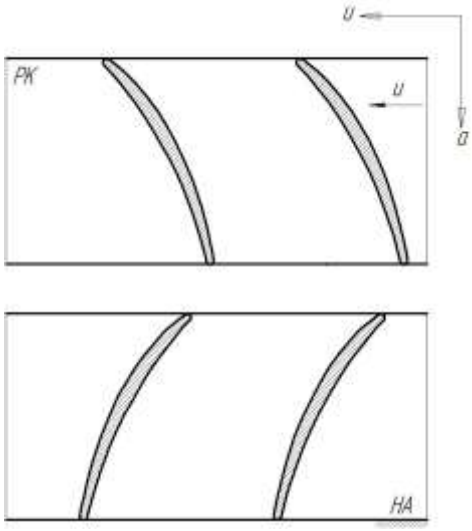


Рисунок 1.45 – Двухмерная модель потока в ступени осевого компрессора

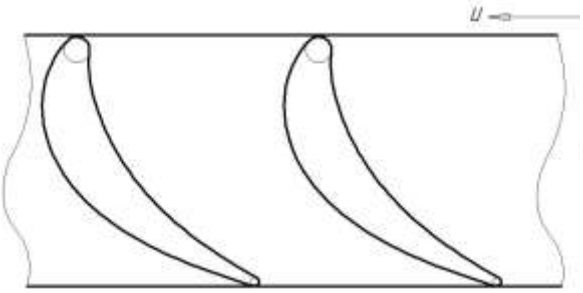
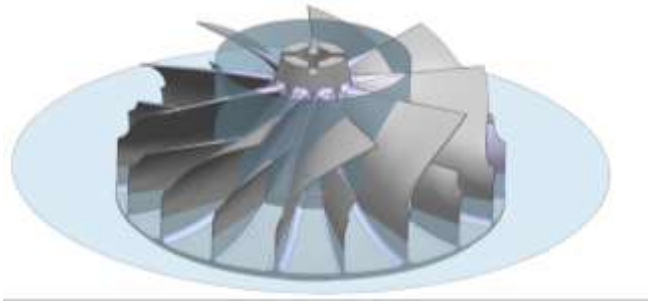


Рисунок 1.46 – Двухмерная модель потока в рабочем колесе осевой турбины

Элементарный венец, образующий двухмерную модель в радиальных ЛМ, можно получить, введя кольцевое сечение, образующая которой повторяет линию тока на нужном диаметре. Однако на практике двухмерная модель радиальной турбомашины состоит из двух частей: полученной в результате пресечения осевого участка кольцевой секущей плоскостью и полученной в результате пересечения радиального участка плоскостью перпендикулярной оси вращения (рисунок 1.52). Внешний вид двухмерных моделей потока радиальных машин показан на рисунках 1.47...1.50.

Двухмерная модель потока позволяет рассмотреть взаимодействие лопаток и потока, а также построить треугольники скоростей.

Недостатком двухмерной модели является невозможность установления взаимодействия параметров отдельных элементарных ступеней на различных радиусах, из которых состоит действительная ступень.



а)

б)

Рисунок 1.47– Получение двухмерных моделей потока в радиальной турбине (а) и центробежном компрессоре (б) с помощью кольцевой и осевой секущей поверхностей

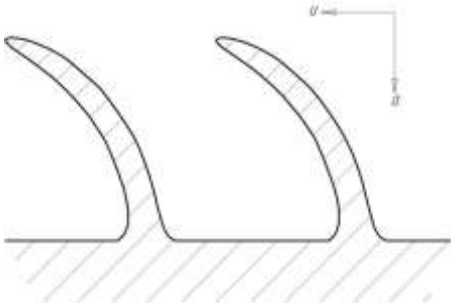


Рисунок 1.48– Двухмерная модель потока во входной части РК центробежного компрессора (Двухмерная модель на выходе РК центростремительной турбины выглядит аналогично)

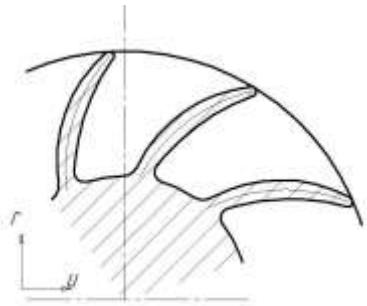


Рисунок 1.49 – Двухмерная модель потока в выходной части РК центробежного компрессора

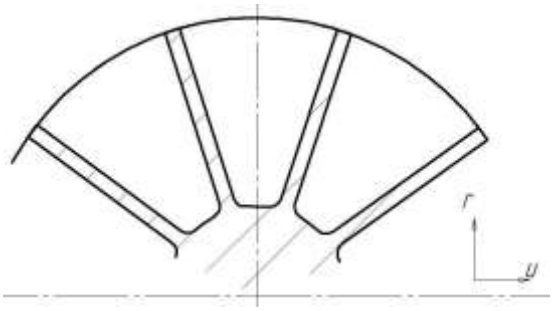


Рисунок 1.50 – Двухмерная модель потока во входной части РК центростремительной турбины (Достаточно часто двухмерная модель потока в выходной части РК центробежного компрессора может выглядеть таким же образом)

1.8.3 Трехмерная модель потока в лопаточной машине

Трехмерная модель полностью воспроизводит пространственную форму межлопаточного канала (рисунок 1.51). Изменение параметров потока в ее рамках учитывается в направлении всех трех осей. Ее использование позволяет оценить влияние пространственных эффектов на рабочий процесс в ступени. В частности, можно учесть влияние меридиональной формы проточной части, наклона лопаток и т.п.

Рисунок 1.51 – Трехмерная расчетная модель осевой многоступенчатой турбины

Использование трехмерной модели при проектировании затруднено из-за своей сложности. Поэтому часто пользуются ее упрощенными вариантами. Например, так называемой «квазитрехмерной моделью». Она подразумевает, что течение в межлопаточном канале слоистое $c_r = 0$. То есть каждая частица движется внутри своего слоя и не переходит в другие слои. Уравнение слоистого течения имеет вид:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$$

Из него следует, что слоистое течение можно реализовать только при наличии радиального градиента давления.

До недавнего времени применение трехмерных моделей было ограничено из-за того, что расчетные соотношения для них чрезмерно сложны при использовании в проектировочной практике. Внедрение методов вычислительной газовой динамики *CFD* методов в процесс проектирования позволило в значительной мере повысить точность проектировочных расчетов. В основе вычислительной газовой динамики лежат уравнения течения газа с минимальными допущениями (система Навье – Стокса), их применение позволило заменить большую часть экспериментальных исследований расчетом. Это существенно сократило число потребных для доводки турбины и двигателя в целом испытаний, и как следствие, сократило сроки и стоимость создания нового изделия.

CFD это мощное средство в руках грамотного проектировщика, способное существенно расширить его представления о физической картине процесса, имеющего место в конкретном изделии, рассчитать течение в нем с минимальными допущениями, рассмотреть большее число вариантов исполнения геометрии в относительно короткие сроки и найти пути существенного повышения эффективности, многократно сократить потребное число испытаний, уменьшить временные и материальные затраты. Но следует помнить, что результаты *CFD* расчетов – это решение дифференциальных уравнений, отражающих наше сегодняшнее представление о физике процесса. Поэтому эксперимент навсегда останется окончательной инстанцией по проверке правильности принятых проектных решений и подтверждению достигнутых в расчете результатов.

1.9 Основные геометрические параметры ступени основных типов турбомашин

Средняя линия профиля – геометрическое место точек центров окружностей d_i, вписанных в профиль.

Хорда профиля b - линия, соединяющая точки пересечения средней линии профиля с его контуром.

Выпуклая часть контура профиля называется ***спинкой,*** вогнутая - ***корытцем.***

Угол изгиба профиля θ - угол между касательными к средней линии, проведенными в точках пересечения ее с контуром профиля.

Стрела максимального прогиба средней линии профиля - расстояние от хорды до максимально удаленной от неё точки средней линии.

Максимальная толщина профиля - диаметр максимальной окружности, вписанной в профиль.

Координата максимального прогиба - расстояние вдоль хорды от носика профиля до точки максимального прогиба.

Координата положения максимальной толщины - расстояние вдоль хорды от носика профиля до точки положения максимальной толщины.

Шаг решётки t - расстояние между одноименными точками двух соседних профилей.

Фронт решётки - линия, соединяющая крайние точки профилей на входе в решётку или на выходе из неё.

Угол установки профиля в решётке - угол между хордой профиля и фронтом решётки.

Конструктивные углы на входе и выходе - углы между касательными и средней линии и фронтом в точках их пересечения у входной и выходной кромок соответственно.

Величина горло решётки - минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями.

Угол атаки - разность между конструктивным и действительным углом набегания потока на входной кромке.

Угол отставания потока - разность между конструктивным и действительным углом выхода потока.

1.9.1 Основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

Основные геометрические параметры проточной части осевого компрессора в меридиональной плоскости представлены на рисунке 1.52 и табл. 1.3.

Таблица 1.3 - Основные геометрические параметры осевого компрессора в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Наружный (периферийный) диаметр	$D_{к\,i}$
Втулочный диаметр	$D_{вт\,i}$
Средний диаметр	$D_{cpi} = (D_{кi} - D_{вmi})/2$
Высота лопатки	$h_{л\,i}$
Ширина венца рабочего колеса	$S_{РК}$
Ширина венца направляющего аппарата	$S_{НА}$
Ширина осевого зазора	δ_0
Величина радиального зазора	$\delta_r = (D_{кiст} - D_{кi})/2$
Относительный диаметр втулки	$\bar{d}_i = D_{вmi}/D_{кi}$
Удлинения лопатки	$\bar{h}_{лi} = h_{лi}/S_{cpi}$

Для рассмотрения геометрических параметров профилей и решеток профилей осевого компрессора создадим секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r_i = D_{cpi}/2$ с осью, совпадающей с осью компрессора. Разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Основные элементы и геометрические параметры профилей и решеток профилей осевого компрессора приведены на рисунках 1.53 и 1.54, в таблице 1.4.

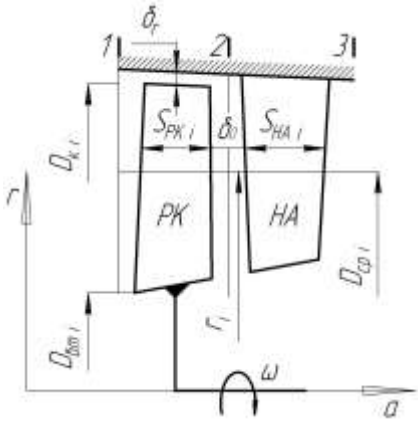


Рисунок 1.52 - Основные геометрические параметры меридионального сечения осевого компрессора

Таблица 1.4 - Основные геометрические параметры решеток профилей

Наименование геометрического параметра	Обозначение

Диаметры окружностей вписанных в профиль	d_i
Хорда профиля	b
Угол изгиба	$\theta = \beta_{2л} - \beta_{1л}$
Стрела максимального прогиба средней линии профиля	f
Максимальная толщина	C_m
Координата максимального прогиба	x_f
Координата положения максимальной толщины	x_c
Шаг решетки	t
Угол установки профиля в решетке	γ
Конструктивный угол: на входе/на выходе:	$\beta_{1л}/\beta_{2л}$
Горло решетки	$a_г$
Густота решетки	b/t
Относительная величина горла	$a_г/t$
Угол атаки	$i = \beta_{1л} - \beta_1$
Угол отставания потока	$\delta = \beta_{2л} - \beta_2$
Угол поворота потока в решетке	$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$

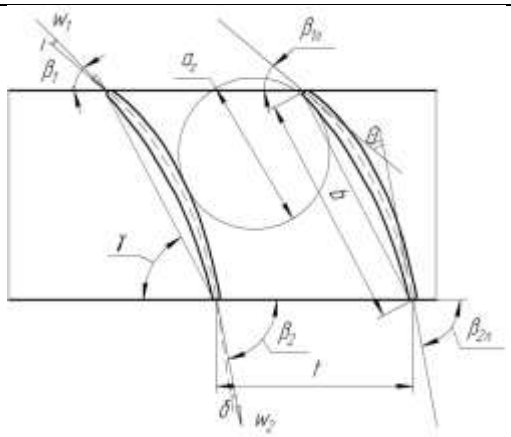


Рисунок 1.53 - Основные геометрические характеристики решетки профилей РК осевого компрессора

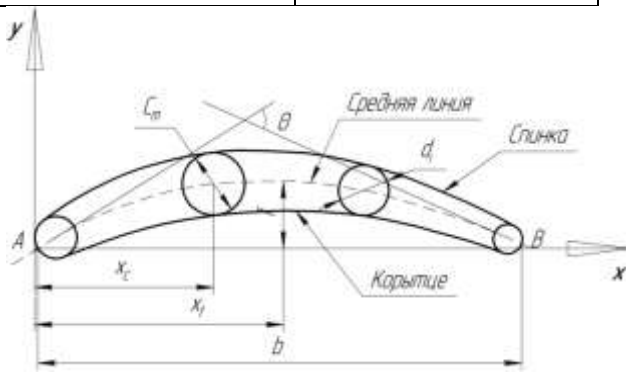


Рисунок 1.54 - Основные геометрические характеристики профиля лопатки осевого компрессора

1.9.2 Основные геометрические параметры ступени центробежного компрессора

Основные геометрические параметры проточной части РК ЦБК в меридиональной плоскости приведены на рисунках 1.55, 1.56 и в таблице 1.5.

Для рассмотрения геометрических параметров профилей лопаток создадим секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r_i = D_{cpi}/2$ с осью, совпадающей с осью компрессора. Разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Основные элементы и геометрические параметры входной части

профилей РК и решеток рабочих профилей ЦБК приведены на рисунке 1.57, в таблице 1.6.

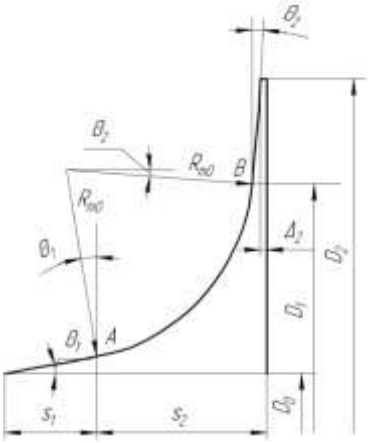


Рисунок 1.55 - Профиль внутренней стенки РК

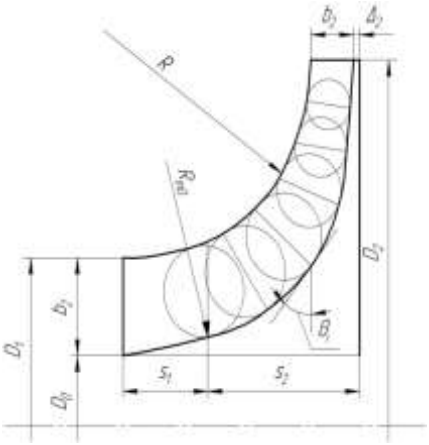


Рисунок 1.56 - Схема меридионального сечения канала РК

Таблица 1.5 - Основные геометрические параметры центробежного компрессора в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Наружный диаметр на входе в РК	$D_{1к}$
Втулочный диаметр на входе в РК	$D_{1вт}$
Средний диаметр на входе в РК	$D_{ср} = (D_1 - D_0)/2$
Высота лопатки на входе в РК	h_1
Высота лопатки на выходе из РК	h_2
Наружный диаметр РК	D_2
Наружный диаметр лопаточного диффузора	D_3
Ширина ВНА	S_1
Ширина РК	S_2
Относительная толщина диска	Δ_2/D_2
Угол наклона внутренней стенки ВНА	θ_1
Угол уширения внутренней стенки диска	θ_2
Радиус внутренней стенки РК	R_{mo}
Радиус внешней стенки РК	R
Толщина диска РК вблизи выходных кромок	Δ_2

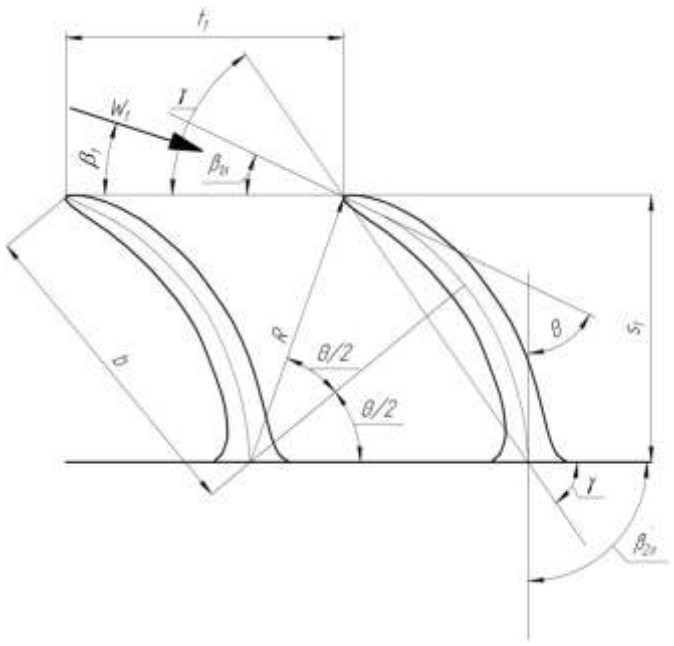


Рисунок 1.57 - Профиль лопаток входного участка РК (ВНА)

Таблица 1.6 - Параметры входной части рабочего ЦБК

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Лопаточный угол входных кромок	$\beta_{1л}$
Угол входа потока в РК	β_1
Угол атаки	$i = \beta_{1л} - \beta_1$
Угол изгиба профиля	θ
Лопаточный угол в месте контакта лопатки с диском	$\beta'_{2л}$
Хорда	b
Густота решетки	b/t_1
Отклонение потока	$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$
Радиус средней линии профиля	R
Шаг профилей	$t_1 = \pi D_1 / z$
Число лопаток	z
Угол установки профиля	γ
Ширина лопаточного венца	S_1

Лопаточный диффузор предназначен для дальнейшего преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию статического давления. Основные геометрические параметры ЛД показаны на рисунках 1.58-1.59, в таблице 1.7.

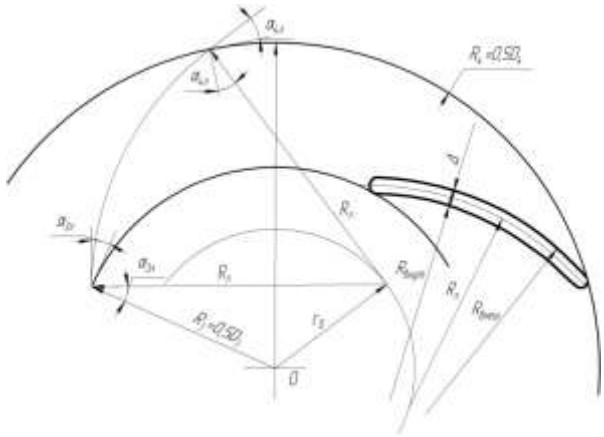


Рисунок 1.58- Схема и геометрические параметры лопаточного диффузора

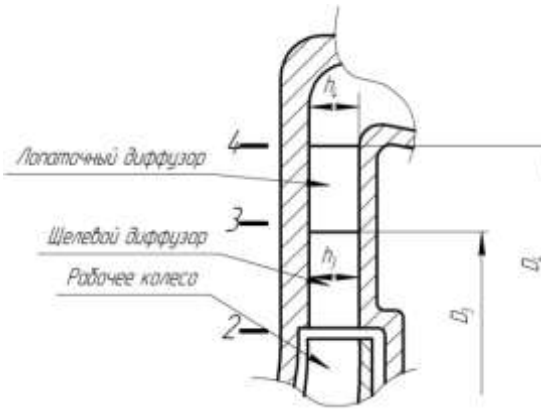


Рисунок 1.59 - Схема меридионального сечения диффузора ЦБК

Таблица 1.7 - Основные геометрические параметры лопаточного диффузора

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметр на входе в диффузор	D_3
Диаметр на выходе из диффузора	D_4
Ширина лопаточного диффузора на входе	h_3
Ширина лопаточного диффузора на выходе	h_4
Лопаточный угол на входе в диффузор	$\alpha_{3л}$
Лопаточный угол на выходе из диффузора	$\alpha_{4л}$
Отношение проходных сечений	$f = F_4/F_3$
Радиус кривизны вогнутой поверхности профиля лопатки диффузора	$R_{внут}$
Радиус кривизны выпуклой поверхности профиля лопатки диффузора	$R_{внеш}$
Радиус кривизны средней линии профиля лопатки диффузора	$R_л$
Толщина профиля лопатки диффузора	Δ
Радиус центров расположения радиусов $R_л$	r_0

1.9.3 Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки и турбинной решетки профилей

Основные геометрические параметры ступени турбины в меридиональной плоскости обозначены на рисунок 1.60 и приведены в таблице 1.8.

Основные элементы, геометрические и кинематические параметры рабочей решетки профилей осевой турбины обозначены на рисунке 1.61 и в таблице 1.9.

Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки турбины приведены на рисунке 1.62, их названия даны в таблице 1.10.

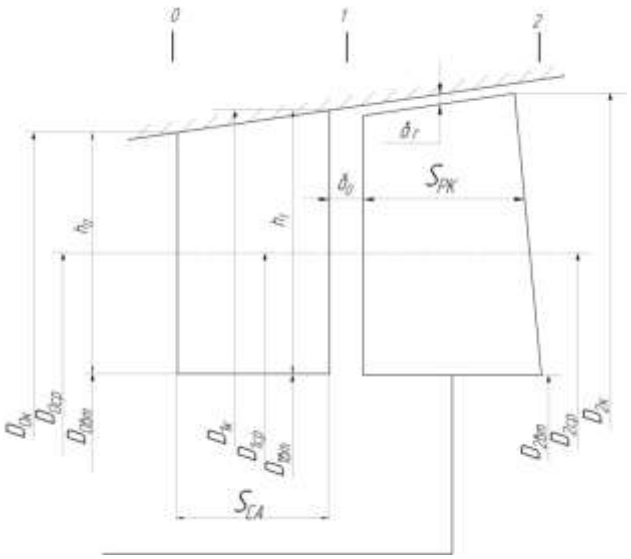


Рисунок 1.60 - Основные геометрические параметры ступени осевой турбины

Таблица 1.8 - Основные геометрические параметры ступени турбины в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметры на входе в СА: – периферийный – средний – втулочный	 $D_{0\,к}$ $D_{0\,ср}$ $D_{0\,вт}$
Диаметры на входе в РК: – периферийный – средний – втулочный	 $D_{1\,к}$ $D_{1\,ср}$ $D_{1\,вт}$
Диаметры на выходе из РК: – периферийный – средний – втулочный	 $D_{2\,к}$ $D_{2\,ср}$ $D_{2\,вт}$
Высоты лопаток: – на входе в СА – на входе в РК – на выходе из РК	 h_0 h_1 h_2
Ширина лопаточного венца СА	S_{CA}
Ширина лопаточного венца РК	S_{PK}
Величина осевого зазора	δ_{o1}
Величина радиального зазора	δ_r

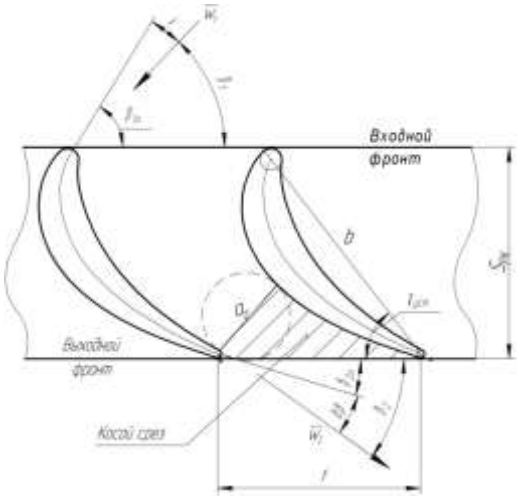


Рисунок 1.61 - Основные геометрические и кинематические параметры рабочей решётки профилей

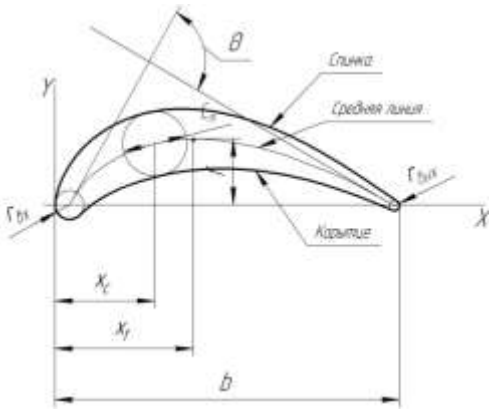


Рисунок 1.62 - Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки

Таблица 1.9 - Основные элементы, геометрические и кинематические параметры решетки профилей

Наименование элемента или параметра	Обозначение
Входной фронт решетки	*Входной фронт*
Выходной фронт	*Выходной фронт*
Лопаточный угол на входе в РК	$\beta_{1л}$
Лопаточный угол на выходе в РК	$\beta_{2л}$
Шаг решетки	t
Ширина лопаточного венца РК	$S_{РК}$
Хорда	b
Угол установки профиля в решетке	$\gamma_{УСТ}$
Горло межлопаточного канала – минимальная ширина межлопаточного канала	$a_г$
Косой срез межлопаточного канала – область между горлом и выходным фронтом	*Косой срез*
Угол потока на входе в РК в относительном движении	β_1
Угол атаки	$i = \beta_{1л} - \beta_1$
Угол потока на выходе из РК в относительном движении	β_2
Эффективный угол рабочей решетки	$\beta_{2эф} = arcsin(a_г / t)$
Угол отклонения потока в косом срезе рабочей решетки	$\delta \beta_2 = \beta_2 - \beta_{2эф}$
Кинематическая степень конфузорности рабочей решетки	$K_{КОН}^{кин} = sin\ \beta_1 / sin\ \beta_2$
Геометрическая степень конфузорности рабочей решетки	$K_{КОН}^{геом} = sin\ \beta_{1Л} / sin\ \beta_{2Л}$

Таблица 1.10 - Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки

Наименование элемента или геометрического параметра профиля	Обозначение
Вогнутая часть контура профиля	*Корытце*
Выпуклая часть контура профиля	*Спинка*
Радиус входной кромки профиля	$r_{вх}$
Радиус выходной кромки профиля	$r_{вых}$
Максимальная толщина профиля	C_m
Координата расположения максимальной толщины профиля	X_c
Максимальный прогиб средней линии	f
Координата расположения максимального прогиба средней линии	X_f
Угол изгиба средней линии профиля – угол между касательными в средней линии на входе и выходе	θ
Хорда профиля лопатки	b
Относительная координата расположения максимальной толщины профиля	$\bar{X}_c = X_c / b$
Относительная координата расположения максимального прогиба средней линии	$\bar{X}_f = X_f / b$

1.9.4 Геометрические параметры ступени центростремительной турбины

Основные геометрические параметры ступени центростремительной турбины в меридиональном сечении приведены на рисунке 1.63 и в таблице 1.11.

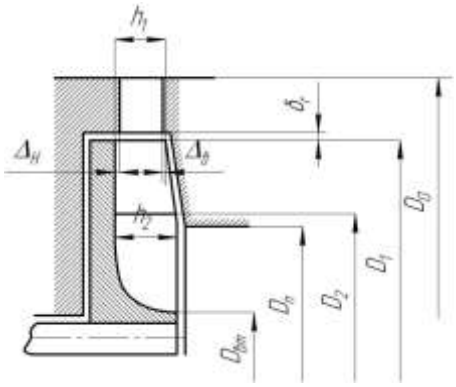


Рисунок 1.63 - Основные геометрические параметры ступени центростремительной турбины в меридиональном сечении

Таблица 1.11 - Основные геометрические параметры ступени центростремительной турбины в меридиональном сечении

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Втулочный диаметр диска РК на выходе	$D_{вт}$
Диаметр СА на входе	D_0
Диаметр РК на входе	D_1
Диаметр РК на выходе	D_2
Периферийный диаметр выходного отверстия в корпусе	D_n
Высота лопатки на входе в РК	h_1
Высота лопатки на входе из РК	h_2
Радиальный зазор	δ_r
Нижняя перекрыша	Δ_H
Верхняя перекрыша	Δ_B

1.9.5 Основные геометрические параметры насоса

Основные геометрические параметры проточной части насоса в меридиональной и окружной плоскостях представлены на рисунке 1.64, а их названия приведены в таблице 1.12.

Для рассмотрения геометрических параметров шнека создадим секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r = D_{1срш}/2$ с осью, совпадающей с осью шнека. Разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Основные элементы и геометрические параметры решетки шнека постоянного шага приведены на рисунке 1.65, *а*, и в таблице 1.13.

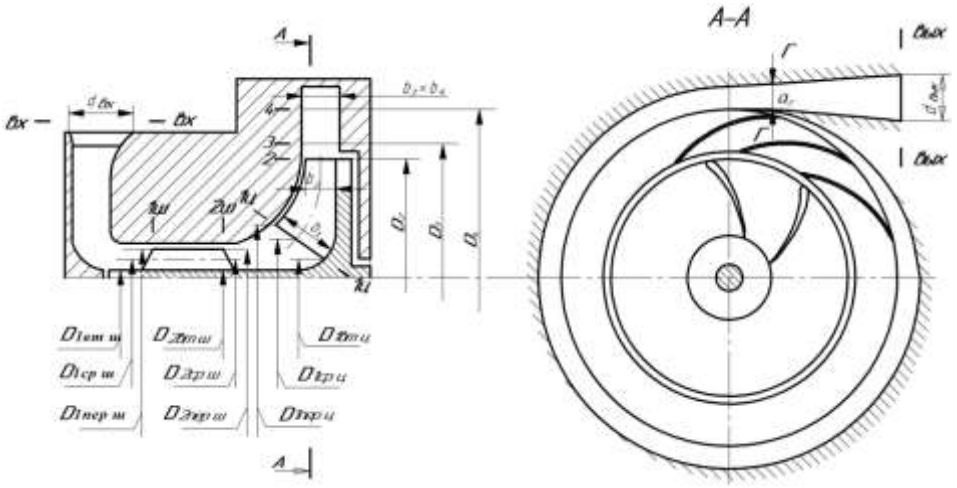


Рисунок 1.64- Схема и геометрические параметры проточной части шнекоцентробежного насоса

Таблица 1.12 - Основные геометрические параметры насоса в меридиональной и окружной плоскостях

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметр на входе в насос	$d_{вх}$
Диаметры на входе в шнек средний втулочный периферийный	$D_{1ср\ ш}$ $D_{1вт\ ш}$ $D_{1п\ ш}$
Диаметры на выходе из шнека средний втулочный периферийный	$D_{2ср\ ш}$ $D_{2вт\ ш}$ $D_{2п\ ш}$
Диаметры на входе в центробежное РК средний втулочный периферийный	$D_{1ср\ ц}$ $D_{1вт\ ц}$ $D_{1п\ ц}$
Высота лопаток на входе в РК	b_1
Высота лопаток на выходе из РК	b_2
Диаметр на выходе из РК	D_2
Диаметр на выходе из щелевого (безлопаточного) диффузора	D_3
Ширина безлопаточного диффузора в меридиональной плоскости	b_3
Диаметр на выходе из лопаточного диффузора	D_4
Высота лопаток на выходе из лопаточного диффузора	b_4
Ширина горла на входе в конический диффузор	$a_г$
Диаметр на выходе из насоса	$d_{вых}$

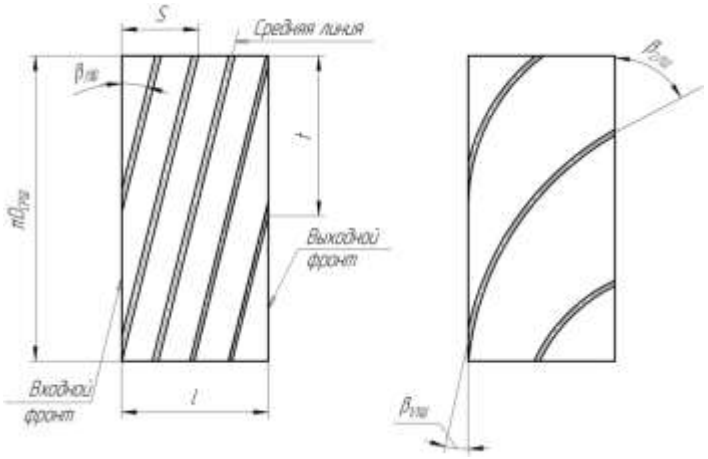


Рисунок 1.65 - Основные элементы и геометрические параметры решетки шнека:

а – постоянного шага; б – переменного шага

Шаг шнека s – это расстояние, на которое перемещается винтовая линия за один полный оборот. У шнека постоянного шага лопаточные углы на входе и выходе одинаковы.

Если шнек имеет переменный шаг (см. рисунок 1.65,б), то $\beta_{2ПШ} > \beta_{1ПШ}$.

Таблица 1.13 - Основные элементы и геометрические параметры решетки профилей шнека постоянного шага

Наименование элемента или геометрического параметра	Обозначение
Входной фронт решетки	*Входной фронт*
Выходной фронт решетки	*Выходной фронт*
Лопаточный угол	$\beta_{ЛШ}$
Шаг шнека	s
Шаг решетки шнека	t
Количество лопаток шнека	$Z_{лш}$
Длина шнека	l

Плоские решетки профилей лопаток центробежного РК и ЛД получаются сечением плоскостью, перпендикулярной оси насоса (сечение *А-А* рисунок 1.64). Их основные геометрические параметры указаны на рисунке 1.66, и в таблице 1.14.

На входе в кольцевые решетки РК и ЛД и выходе из них расположены входные и выходные фронты (см. рис. 1.66, *б*). Лопаточный угол на входе в решётку РК и решётку ЛД строится следующим образом:

- проводится касательная к средней линии профиля в конечной точке средней линии;
- точка пересечения касательной и входного фронта фиксируется;
- из этой точки проводится касательная к входному фронту.

Лопаточный угол образуется двумя построенными касательными.

Лопаточный угол на выходе из решёток РК и ЛД строится аналогичным образом, только при этом используются выходные фронты.

Линейный и угловой шаги связаны с числом лопаток следующим образом:

$$t = \frac{\pi D}{z} \quad \text{и} \quad \theta = \frac{360}{z} \quad .$$

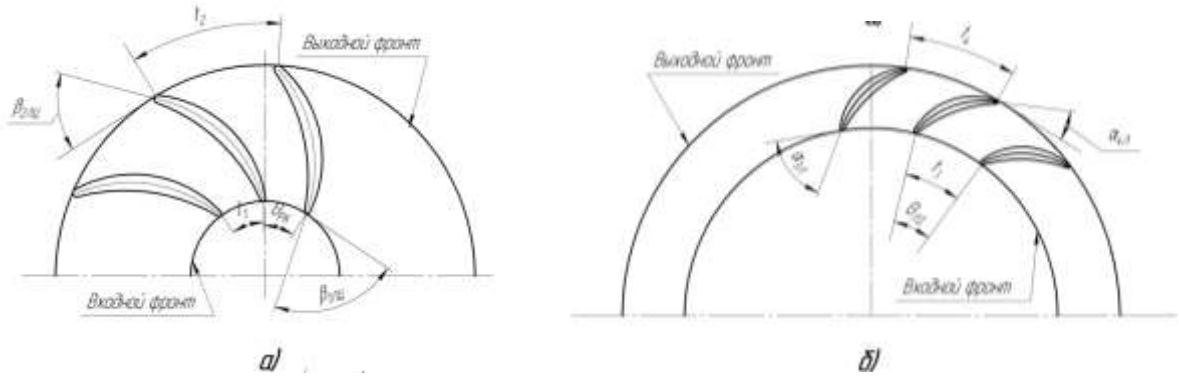


Рисунок 1.66 - Основные геометрические параметры решётки:

а – центробежного РК; *б* – лопаточного диффузора**.**

Таблица 1.14 - Основные геометрические параметры решеток профилей лопаток центробежного РК и ЛД

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Шаг решетки профилей на входе в РК	t_1
Шаг решетки профилей на выходе из РК	t_2
Лопаточный угол на входе в решетку РК	$\beta_{1лц}$
Лопаточный угол на выходе из решетки РК	$\beta_{2л}$
Число лопаток РК	$z_{лРК}$
Угловой шаг рабочей решетки	$\theta_{РК}$
Шаг решетки профилей на входе в ЛД	t_3
Шаг решетки профилей на выходе из ЛД	t_4
Лопаточный угол на входе в решетку ЛД	$\alpha_{3л}$
Лопаточный угол на выходе из решетки ЛД	$\alpha_{4л}$
Число лопаток ЛД	$z_{лЛД}$
Угловой шаг решетки ЛД	$\theta_{ЛД}$

ГЛАВА 2 – БАЗОВЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕОРИИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

2.1 Газодинамические функции

2.1.1 Параметры торможения

Параметры состояния неподвижного газа - это давление p, температура T и плотность ρ. Это *истинные*, *термодинамические* или *статические параметры*. Если газ движется, то перед неподвижно установленными приборами, например трубкой манометра или термометром он тормозится (рисунок 2.1). При торможении происходит сжатие газа, в результате чего местные значения параметров его состояния изменяются (увеличиваются) по сравнению с их значениями в набегающем потоке. Такие параметры называют *параметрами торможения* или *полными параметрами*. Параметры торможения при формульной записи параметров помечаются верхним индексом в виде звездочки «*».

Повышение параметров связано с тем, что при торможении потока вблизи чувствительного элемента измерительного прибора его кинетическая энергия стремиться к нулю и переходит во внутреннюю энергию и потенциальную энергию сил давления.

Соотношения для вычисления полных параметров могут быть получены из уравнения энергии с допущением о том, что процесс торможения энергоизолирован. Величина полной температуры связана со статической следующим выражением:

	$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}$,	2.1.1

где T - статическая температура, К;

с – скорость потока, м/с;

c_p – изобарная теплоемкость рабочего тела, $\frac{\text{Дж·кг}}{\text{К}}$.

Значение полного давления находится по следующему соотношению:

	$p^* = p + \rho\frac{c^2}{2},$	2.1.2

где p – статическое давление, Па;

ρ - плотность рабочего тела, кг/м^3.

Полные параметры характеризуют параметры состояния и энергетику потока.

Для измерения истинного давления в потоке применяют отверстие, просверленное строго перпендикулярно потоку в стенке канала вдоль которого течет газ. Статическое давление передается без изменений через пограничный слой, поэтому через отверстие замеряется точно такое же термодинамическое давление, как и в набегающем потоке. Такой метод измерения применим только в том случае если по сечению трубы давление постоянно (линии тока прямые). Если канал образует поворот или поток движется по винтовой линии, то давление в поперечном сечении распределено неодинаково и его нужно замерять в разных точках по сечению. Для этого применяют трубку статического давления. В этой трубке отверстие, через которое измеряется статическое давление, расположено строго перпендикулярно боковой поверхности трубки (рисунок 2.2).

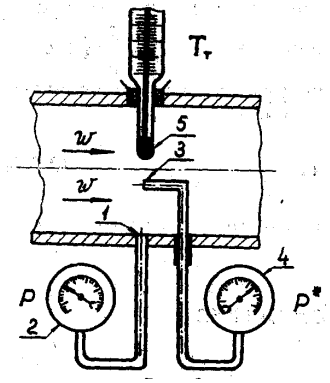


Рисунок 2.1 – Измерение давления и температуры

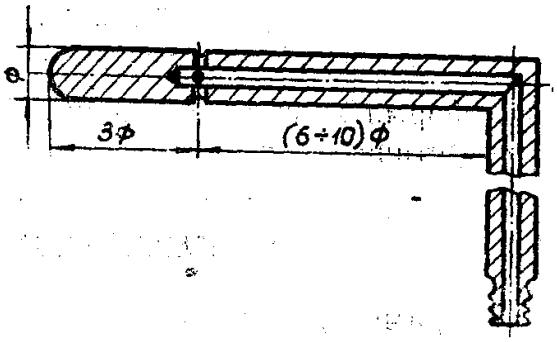


Рисунок 2.2 – Насадок для измерения статического давления

2.1.2 Безразмерные скорости в теории турбомашин

В теории турбомашин неудобно пользоваться физической скоростью. Это связано с тем, что на практике важнее знать не саму величину скорости, а то насколько она соотносится со скоростью звука. Дело в том, что вблизи скорости звука в потоке появляются дополнительные волновые потери, связанные со

скачками уплотнения, что мешает получению высоких КПД и требует иных подходов к проектированию.

Скорость звука это скорость распространения слабых возмущений от источника звука в среде. Как известно она зависит от температуры среды:

	$a = \sqrt{kRT},$	2.1.3

где $k = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты;

R – газовая постоянная, $\frac{\text{Дж·кг}}{\text{К}}$.

Поэтому в практике турбомашиностроения чаще оперируют безразмерными скоростями: числом Маха и приведенной скоростью λ.

П*риведенная скоростьь* λ - отношение скорости газа к критической скорости:

	$\lambda = \frac{\text{c}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}},$	2.1.4

где T^* - температура торможения, К.

Приведенная скорость может изменяться в диапазоне от *0* до $\lambda_{\text{мах}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$.

К*ритическая скорость* - скорость течения газа, равная местной скорости звука. Рассмотрим процесс истечения газа из резервуара через сопло в атмосферу. Это течение является энергоизолированным. По мере нарастания скорости по длине сопла, температура а, следовательно, скорость звука уменьшаются. В начале сопла скорость звука меньше скорости потока, в конце – превышает ее. Где-то в средней части сопла существует сечение, в котором скорость потока равна местной скорости звука. Это сечение называется критическим, а параметры потока в нем критическими параметрами.

Число Маха - это отношение скорости газа к местной скорости звука:

	$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}},$	2.1.5

Число Маха может принимать любые положительные значения.

Приведенная скорость λ и число Маха M связаны между собой соотношениями:

	$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2}M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2};$	2.1.6

	$$M^2 = \frac{\frac{2}{k+1}\lambda^2}{1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2}.$$	

Числа M и λ являются критериями подобия для сжимаемой жидкости.

2.1.3 Газодинамические функции

Газодинамические функции представляют собой безразмерные функции приведенной скорости λ или числа Маха M, равные отношениям важнейших параметров, характеризующих одномерный поток в различных его сечениях, к значениям этих параметров в критических сечениях или к значениям параметров заторможенного потока.

Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

- функция *“тау от лямбда”* $\tau(\lambda)$, равная отношению статической температуры потока T к температуре заторможенного потока T^* в том же сечении:

	$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2;$$	2.1.7

- функция “*пи от лямбда”* $\pi(\lambda)$, равная отношению статического давления потока p к давлению заторможенного потока p^* в том же сечении:

	$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$	2.1.8

- функция *“эпсилон от лямбда”* $\varepsilon(\lambda)$, равная отношению статической плотности потока ρ к плотности заторможенного потока ρ^* в том же сечении:

	$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}};$$	2.1.9

- функция *“q от лямбда”* $q(\lambda)$ - приведенная плотность тока, равная отношению плотности тока в произвольном сечении к плотности тока в критическом сечении:

	$$q(\lambda) = \frac{F}{F_{\text{кр}}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda.$$	2.1.10

Они рассчитываются для всех значений приведенной скорости λ и сводятся в таблицы газодинамических функций.

2.2 Уравнение неразрывности

Рассмотрим участок стационарного потока рабочего тела в канале произвольной формы (рисунок 2.3). Его форма, все параметры потока на входе и выходе известны. Рассматриваемый участок разделяется на бесконечное число элементарных струек. Каждая представляет собой цилиндр с криволинейной образующей, поперечное сечение которого настолько мало, что значения параметров потока на нем считаются постоянным.

Рассмотрим течение рабочего тела через случайно выбранную элементарную струйку. В начальный момент времени выделенный объем находился в положении *1-2*. Через бесконечно малый отрезок времени *dt* он переместиться в положение *3-4* (рисунок 2.4). Отрезок времени *dt* принимается настолько малым, что параметры потока в каждом сечении в его начальный и конечный момент можно считать неизменными ($c_{1n}= c_{3n}$; $c_{2n}= c_{4n}$; $\rho_2=\rho_4$; $\rho_1=\rho_3$ и т.д.)

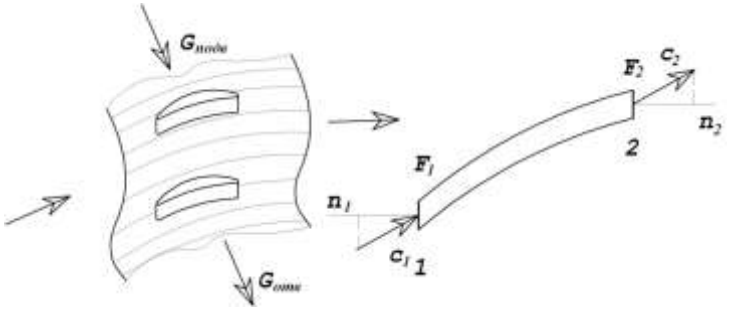


Рисунок 2.3 – Схема течения в канале произвольной формы

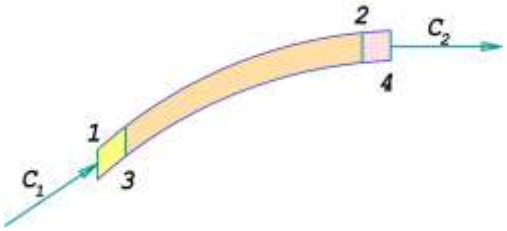


Рисунок 2.4 – Течение газа через произвольную элементарную струйку

Область *3-2* является общей для начального и конечного положения рабочего тела. Поэтому рассматриваемое движение может быть представлено: в неизменный в течении *dt* времени в объем *3-2* втекает объем *1-3* и вытекает *2-4*. Согласно закону сохранения массы для установившегося течения, массы втекающего и вытекающего объемов равны:

	$dm_{1-3} = dm_{2-4}.$	2.2.1
	$dm_{1-3} = \rho_1 dV_{1-3} = \rho_1 dF_1 c_{1n} dt.$	2.2.2а
	$dm_{2-4} = \rho_2 dV_{2-4} = \rho_2 dF_2 c_{2n} dt.$	2.2.2б

Приравняв входящую и выходящую массы рабочего тела и поделив обе части выражения на время dt, получаем равенство справедливое для рассматриваемой струйки:

$dG = \frac{dm}{dt} = \rho_1 dF_1 c_{1n} = \rho_2 dF_2 c_{2n} = const.$	2.3.3

Отношение массы проходящей через рассматриваемый объем ко времени рассмотрения – есть расход рабочего тела в единицу времени.

Аналогичные выражения можно записать для любой элементарной струйки:

$dG_{\text{струйка№}i} = (\rho_1 dF_1 c_{1n})_{\text{струйка№}i} = (\rho_2 dF_2 c_{2n})_{\text{струйка№}i};$		2.2.4
	$G = \sum_{i=1}^{z} (\rho_1 dF_1 c_{1n})_i = \sum_{i=1}^{z} (\rho_2 dF_2 c_{2n})_i,$	2.2.5

Перейдем к бесконечно малым dF_1, dF_2.

	$G = \int_{F_1} \rho_1 dF_1 c_{1n} = \int_{F_2} \rho_2 dF_2 c_{2n}.$	2.2.6

Учет возможный подвод/отвод рабочего тела в контролируемом объеме:

$G = \int_{F_1} \rho_1 dF_1 c_{1n} = \int_{F_2} \rho_2 dF_2 c_{2n} + \Delta G_{\text{под}} - \Delta G_{\text{ут}},$	2.2.7

где $\Delta G_{\text{под}}$ – масса рабочего тела, добавляемая в контрольный объем за рассматриваемый период времени;

$\Delta G_{\text{ут}}$ – утечки из контрольного объема за рассматриваемый период времени.

Проинтегрировав, окончательно имеем:

	$G_i = \varrho_i F_i c_{in} + \Delta G_{\text{под}} - \Delta G_{\text{ут}}.$	2.2.8а

В лопаточных машинах величины утечек (втеканий), как правило, значительно меньше расхода рабочего тела и ими обычно пренебрегают:

	$G_i = \varrho_i F_i c_{in}.$	2.2.8б

Это *классическая форма* записи *уравнения неразрывности*. Оно справедливо для всех случаев установившегося течения жидкостей и газов.

Уравнение неразрывности устанавливает связь между параметрами состояния рабочего тела, скоростью и размерами канала. Но не позволяет связать параметры потока с величиной подводимой (отводимой) работы, в этом его ограниченность.

Во всех формах записи уравнения неразрывности фигурирует проекция скорости нормальная к поверхности течения. Для радиального течения на выходе из ЦБК или входе центростремительной турбины расход определяется радиальной составляющей. Для осевых ЛМ и осевых участков радиальных турбомашин - осевой составляющей скорости.

Пример 1: Запишите уравнение неразрывности в классическом виде для одномерной модели течения газа в ступени осевого компрессора. Утечками и втеканиями в проточной части пренебречь.

Пример 2: Запишите уравнение неразрывности в классическом виде для выходного сечения двухмерной модели течения газа в ступени осевой турбины. Утечками и втеканиями в проточной части пренебречь.

Пример 3: Запишите уравнение неразрывности в классическом виде для одномерной модели течения газа в РК ЦБК. Утечками и втеканиями в проточной части пренебречь.

Пример 4: Запишите уравнение неразрывности в параметрах торможения для выходного сечения двухмерной модели течения газа в лопаточном диффузоре ЦБК.

Пример 5: Запишите уравнение неразрывности в параметрах торможения для входного сечения одномерной модели в ступени осевой турбины.

Пример 6: Для компрессора известны: скорость потока на входе $\mathrm{c}_1 = 90\text{м/с}$; периферийный и втулочный диаметры проточной части $D_{1\text{к}} = 60\text{мм}$ и $D_{1\text{вт}} = 30\text{мм}$, а также атмосферные условия $T_1 = 288\text{К}$ $\mathrm{p}_1 = 101325\text{Па}$. Нужно

определить расход воздуха через компрессор G если известно, что вектор c_1 имеет осевое направление.

Пример 7: Определите высоту лопатки на входе турбины h_1, если известны параметры потока в рассматриваемом сечении $\mathrm{T}_{\text{г}}^* = 815\text{К}$ $\mathrm{p}_{\text{г}}^* = 200\text{кПа}$, средний диаметр $D_{1\text{ср}} = 0{,}2\text{м}$ и расход рабочего тела $G_{\text{г}}^* = 2\text{кг/с}$. Скорость потока в рассматриваемом сечении равна $\mathrm{c}_1 = 120\text{м/с}$ и направлена под углом $\alpha_1 = 30°$ к фронту решетки. Рабочее тело – продукты сгорания керосина (*k=1,33; R=288Дж/кг·К*)

В задачах вычислительной газовой динамики *уравнение неразрывности* применяется *в дифференциальном виде*:

	$$\frac{\partial p}{dt} + \frac{\partial(\rho u)}{dx} + \frac{\partial(\rho v)}{dy} + \frac{\partial(\rho w)}{dz} = 0$$	2.2.16

2.3 Уравнения сохранения энергии

2.3.1 Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении

Рассмотрим установившееся стационарное течение рабочего тела через произвольную лопаточную машину. В потоке вблизи поверхности пера лопатки выделим произвольную бесконечно малую частицу, движущуюся с абсолютной скоростью $\bar{c}$ по некой пространственной траектории *S*. Вектор скорости $\bar{c}$ направлен по касательной к линии тока в рассматриваемой точке (рисунок 2.11).

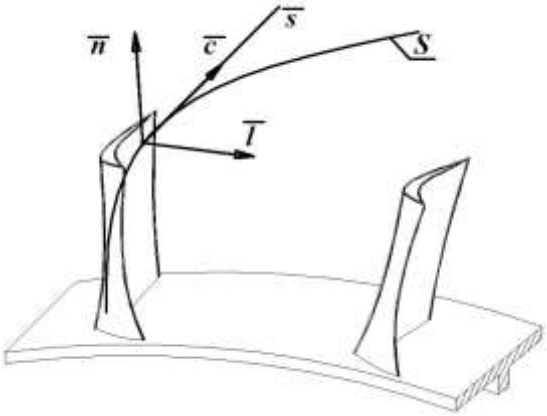


Рисунок 2.11 – Рассматриваемая частица рабочего тела

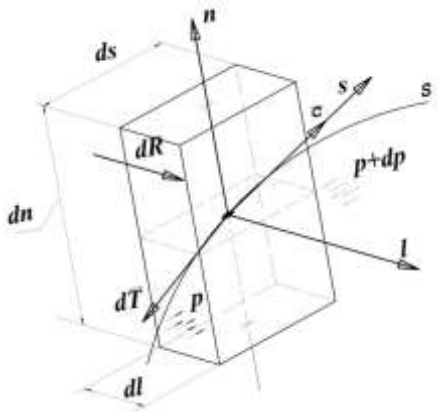


Рисунок 2.12 – Схема сил, действующих на выделенный объем

В рассматриваемой точке введем локальную СК *osnl*. Ее ось *os* направлена по касательной к линии тока, ось *on* - вдоль радиуса, а ось *ol* перпендикулярна *os* и *on*.

Вокруг рассматриваемой точки выделим бесконечно малый объем, имеющий форму параллелепипеда, ориентированный вдоль осей локальной СК, со сторонами *ds, dn, dl* и центром в начале координат (рисунок 2.12). Масса выделенного объема составляет:

	$dm = \rho \cdot ds \cdot dn \cdot dl.$	2.3.1

На выделенный объем действуют следующие силы:

$d\bar{P}$ – сила давления;

$d\bar{R}$ – сила, с которой лопатка действует на заданный объем;

$d\bar{T}$ – сила трения, направленная по касательной к линии тока.

Согласно второму закону Ньютона сумма всех сил, действующих на выделенный объем равна произведению его массы на ускорение движения:

	$$d\bar{P} + d\bar{R} + d\bar{T} = dm\frac{d\bar{c}}{dt}$$	2.3.2

Спроецировав уравнение 2.3.2 на ось os локальной СК получим:

	$$\mathrm{dR_s} - \mathrm{dT} + \mathrm{p} \cdot \mathrm{dl} \cdot \mathrm{dn} - (\mathrm{p} + \mathrm{dp}) \cdot \mathrm{dl} \cdot \mathrm{dn} = dm\frac{dc}{dt}$$	2.3.3

Раскрывая скобки в левой части, поделим обе части уравнения на dm и умножив их на ds, с учетом 2.3.1, придем к следующему выражению:

	$$\frac{dR_s ds}{dm} - \frac{dTds}{dm} + \frac{dp \cdot \cancel{dl \cdot dn \cdot ds}}{\rho \cdot \cancel{ds \cdot dn \cdot dl}} = \frac{ds}{dt}dc$$	2.3.4

Произведение силы на перемещение дают работу:

$\frac{dR_s ds}{dm} = dL_{\text{м}}$ - удельная (т.е. приходящаяся на 1 кг рабочего тела) механическая работа, подведенная к потоку лопатками;

$\frac{dTds}{dm} = dL_r$ - удельная работа, затраченная на преодоление сил трения.

$\frac{dp}{\rho}$ – работа по изменению давления (т.е. работа по расширению или сжатию);

$\frac{ds}{dt}dc = d\left(\frac{\mathrm{c}^2}{2}\right)$ - изменение кинетической энергии потока.

	$$dL_{\text{м}} = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{\mathrm{c}^2}{2}\right) + dL_r$$	2.3.5
	$$L_{\text{м}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{\mathrm{c}_2^2 - \mathrm{c}_1^2}{2} + L_{r1-2}$$	2.3.6

Это ***уравнением сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении***. Также оно известно как ***уравнение Бернулли***.

Следствие №1: Уравнение сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении применительно компрессору. Для функционирования компрессора к нему подводится механическая энергия извне. Подводимая в процессе работа считается положительной, а отбираемая – отрицательной.

	$$L_{\text{мк}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{\mathrm{c}_2^2 - \mathrm{c}_1^2}{2} + L_{r\text{к}}$$	2.3.7к

Работа, подводимая в компрессоре, расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, поэтому второй и третьи члены правой части уравнения должны быть минимальны. Для того, чтобы подводимая работа $L_{\text{мк}}$ максимально расходовалась для повышения давления, потери энергии в компрессоре $L_{r\text{к}}$ должны быть минимальны, а кинетическая энергия не должна меняться значительно.

Следствие №2: Уравнение сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении для турбины. Она сама производит энергию, которую затем передает потребителю. Знак перед величиной работы измениться на отрицательный. Учитывая это, а также то, что в турбине происходит расширение газа $\left(\int_1^2 \frac{dp}{\rho} < 0\right)$, получим:

	$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = L_{\text{мт}} + \frac{\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2}{2} + L_{r\text{т}}$$	2.3.7т

Энергия, получаемая в результате расширения газа в турбине, расходуется на получение механической работы, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Основное назначение турбины – получение механической работы $L_{\text{мт}}$. Для получения максимальной работы потери энергии в компрессоре $L_{r\text{т}}$ должны быть минимальны, а кинетическая энергия не должна меняться значительно.

Следствие №3: Полное давление газа может быть найдено по формуле:

	$$\text{p}^* = \text{p} + \frac{\rho \text{c}^2}{2}$$	2.3.8

Учитывая это запишем:

	$$L_{\text{м}} = \int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} + L_r$$	2.3.9

В ЛМ подводимая/отводимая в рабочем процессе работа $L_{\text{м}}$ на несколько порядков превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь. Поэтому, величина полного давления p^* в потоке жидкости (газа) меняется только в случае наличия подвода или отвода энергии $L_{\text{м}} = 0$. В реальности, даже при отсутствии

видимого энергообмена, полное давление p^* несколько снижается (не более чем на *5%*) из-за наличия гидравлических потерь. Это обстоятельство используется для оценки газодинамического совершенства неподвижных элементов ГТД с помощью *коэффициента восстановления давления*, Он равен отношению полного давления на выходе из канала p_2^* к полному давлению на входе p_1^*:

	$\sigma = \frac{\mathrm{p}_2^*}{\mathrm{p}_1^*}$	2.3.10

σ = *0…1*. Величина *1* соответствует случаю идеального течения без потерь.

Следствие №4: Уравнение Бернулли для несжимаемого идеального рабочего тела, движущегося без потерь и энергообмена:

	$\frac{\mathrm{p}}{\rho} + \frac{\mathrm{c}^2}{2} = const.$	2.3.11

В потоке жидкости (газа), к которому не подводится ни тепло, ни работа увеличение скорости *c* вызывает падение статического давления *p* и наоборот. Данное следствие лежит в основе получения подъемной силой крыловидного профиля. Крыло выполнено так, что его верхняя поверхность значительно более выпуклая, чем нижняя (рисунок 2.13).

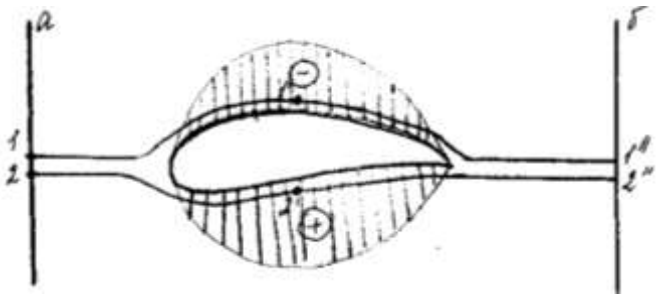


Рисунок 2.13 – К объяснению возникновения подъемной силы крыла

Рассмотрим течение двух частиц жидкости *1* и *2*, исходящих из сечения *а*. Частица *1* течет по траектории *1-1′-1″* над крылом, частица *2* по траектории *2-2′-2″* под ним. Согласно закону сохранения массы обе частицы должны прийти в сечение одновременно. Поскольку путь *1-1′-1″* длиннее *2-2′-2″* , то верхняя точка должна двигаться с большей скоростью. Тогда, согласно уравнению Бернулли, давление под крылом должно быть меньше, чем над ним. В результате возникновения

разности давления появляется результирующая сила, направлена в сторону выпуклой части.

Аналогичным образом возникает сила, действующая на турбинный профиль и в конечном итоге заставляющий турбину вращаться.

Примечания: Визуальным признаком подвода/отвода работы является наличие физического движения элементов термодинамической системы. Например, в подвижном РК происходит энергообмен, а в неподвижном НА – нет.

Визуальным признаком наличия теплообмена является присутствие в рассматриваемой термодинамической системе нагревающего (камера сгорания) или охлаждающего (теплообменник) элементов.

2.3.2 Уравнение энергии в механической форме в относительном движении

Рассмотрим установившееся стационарное течение рабочего тела через рабочее колесо произвольной ЛМ. РК вращается с постоянной угловой скоростью ω. В потоке вблизи поверхности пера лопатки выделим произвольную бесконечно малую частицу A, движущуюся со скоростью $\overline{w}$ в системе координат, вращающейся вместе с РК с угловой скоростью ω. В указанной СК точка движется по траектории S_w. Вектор скорости $\overline{w}$ направлен по касательной к линии тока S_w в рассматриваемой точке.

В рассматриваемой точке введем локальную СК $os_wn_wl_w$, ось os_w которой направлена по касательной к линии тока в точке А, ось on_w нормаль к траектории движения частицы S_w, а ось ol_w перпендикулярна первым двум (рисунок 2.14).

Вокруг рассматриваемой точки выделим бесконечно малый объем, имеющий форму параллелепипеда, ориентированный вдоль осей локальной СК, со сторонами ds_w, dn_w, dl_w и центром в начале координат (рисунок 2.15). Масса выделенного объема составляет:

	$dm = \rho \cdot ds_w \cdot dn_w \cdot dl_w.$	2.3.12

Поскольку выделенный объем рассматривается в подвижной СК, то согласно принципу Даламбера, при составлении уравнения равновесия для получения

уравновешенной системы к внешним и внутренним силам, действующим на объем необходимо прибавить силы инерции.

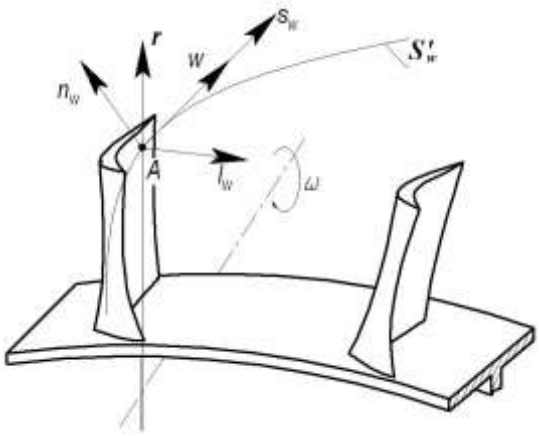


Рисунок 2.14 – Рассматриваемая частица рабочего тела

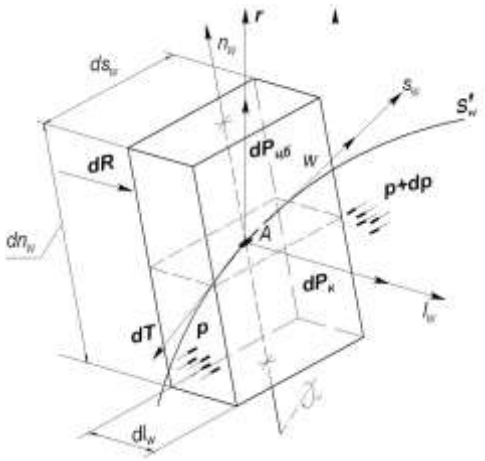


Рисунок 2.15 – Схема сил, действующих на выделенный объем в подвижном РК

На выделенный объем действуют следующие внешние силы (рисунок 2.15):

$d\bar{R}$ – сила, с которой лопатка действует на частицу, направленная перпендикулярно траектории движения *($d\bar{R} \perp d\bar{w}$);*

$d\bar{P}$ – сила давления, с которой среда воздействует на частицу;

$d\bar{T}$ – сила трения, направленная по касательной к линии тока.

Кроме того на выделенный объем действуют две инерционных силы:

$d\overline{P_{\text{цб}}}$ - центробежная сила, направленная вдоль радиуса от центра к периферии:

	$d\overline{P_{\text{цб}}} = \omega^2 \cdot r \cdot dm,$	2.3.13

где r – расстояние от оси вращения до центра масс рассматриваемой частицы.

$d\bar{P}_{\text{к}}$ - сила Кариолиса перпендикулярна вектору относительной скорости $\bar{w}$ и вектору угловой скорости $\bar{\omega}$:

	$d\bar{P}_{\text{к}} = w \cdot \omega \cdot dm \cdot \sin(w \wedge \omega),$	2.3.14

В относительной СК выделенный объем движется ускоренно под действием действующих на него сил. Запишем для данного случая второй закон Ньютона:

	$d\bar{P} + d\bar{R} + d\bar{T} + d\bar{P}_{\text{к}} + d\overline{P_{\text{цб}}} = dm\dfrac{d\bar{w}}{dt}$	2.3.15

Рассмотрим чему равны проекции сил на ось на ось os_w локальной СК:

– вектор $d\bar{R}$ перпендикулярен вектору скорости $\bar{w}$, который лежит на оси os_w. По этой причине проекция $dR_{sw} = 0$;
– сила трения направлена вдоль касательной к линии тока в сторону противоположную движению, по этому $dT_{sw} = -dT$;
– сила Кориолиса $d\bar{P}_к$ направлена перпендикулярно направлению вектора скорости $\bar{w}$, поэтому ее проекция на ось os_w равна нулю $d\mathrm{P}_{кsw} = 0$;
– проекция сил давления на ось os_w является разностью сил давления, действующих на поверхности выделенного объема перпендикулярные указанной оси. Такими поверхностями являются грани со сторонами dn_w и dl_w (рисунок 2.15). На поверхность находящуюся ниже по потоку действует сила $p \cdot dn_w \cdot dl_w$, а на поверхность выше по течению – $(p + dp) \cdot dn_w \cdot dl_w$. Эти силы действуют в противоположных направлениях, по этому:

$$dP_{sw} = -dp \cdot dn_w \cdot dl_w;$$

Проекция центробежной силы на ось os_w будет равна:

$$d\mathrm{P}_{кsw} = \omega^2 \cdot r \cdot dm \cdot cos\psi,$$

где ψ - угол между осью os_w и радиальным направлеем (рисунок 2.16).

Определим чему он равен. За бесконечно малое время dt частица переместится в направлении os_w на ds_w проекция этого перемещения на ось r равна dr. Из прямоугольного треугольника (рисунок 2.16) очевидно, что

$$cos\psi = \frac{dr}{ds_w}.$$

Учитывая сказанное выше, спроецируем уравнение 2.3.15 на ось os_w и получим:

	$\omega^2 \cdot r \cdot dm \cdot \frac{dr}{ds_w} - d\mathrm{T} - dp \cdot dn_w \cdot dl_w = dm\frac{d\mathrm{w}}{dt}$	2.3.16

Поделив обе части уравнения на dm и умножив их на ds_w получим:

	$\omega^2 \cdot r \cdot dr - \frac{dTds}{dm} - \frac{dp \cdot \cancel{dn_w \cdot dl_w ds_w}}{\rho \cdot \cancel{dn_w \cdot dl_w ds_w}} = \frac{ds_w}{dt}dw$	2.3.17

$\frac{dTds}{dm} = dL_r$ - удельная работа, затраченная на преодоление сил трения.

$\frac{dp}{\rho}$ – работа по изменению давления (т.е. работа по расширению или сжатию);

$\omega^2 \cdot r \cdot dr = d\left(\frac{\omega^2 r^2}{2}\right) = d\left(\frac{u^2}{2}\right)$ - удельная работа инерционных сил;

$\frac{ds_w}{dt} dw = d\left(\frac{w^2}{2}\right)$ - изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

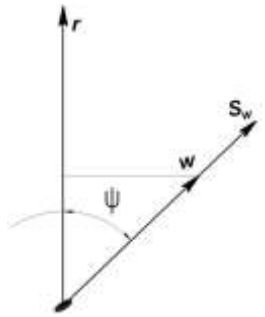


Рисунок 2.16 – К определению угла ψ

	$d\left(\frac{u^2}{2}\right) = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dL_r$	2.3.18
	$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_{r1-2}$	2.3.19

Это ***уравнением сохранения энергии в механической форме в относительном движении***. Его используют только применительно к потоку в РК.

Следствие №1: Уравнение сохранения энергии в механической форме в относительном движении применительно к компрессору:

	$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_{r1-2}$	2.3.20к

Изменение потенциальной энергии сил давления (повышение давления) происходит за счет действия инерционных сил $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ и торможения потока в относительном движении $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ вопреки действию гидравлического сопротивления L_{r1-2}.

Сравним рабочий процесс ЦБК и осевого компрессора (рисунок 2.17).

В центробежном компрессоре рабочее тело входит в РК на радиусе r_1, а выходит на радиусе r_2. Тогда окружная скорость на выходе РК существенно больше, чем на ее входе $u_2 > u_1$ и, следовательно, действие инерционных сил является существенным в ЦБК. В осевом компрессоре рабочее тело входит в РК и покидает его на близких радиусах, что обуславливает примерное равенство окружных скоростей. В результате действие инерционных сил в таком компрессоре оказывается незначительным.

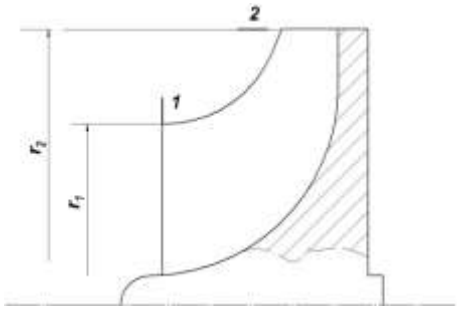
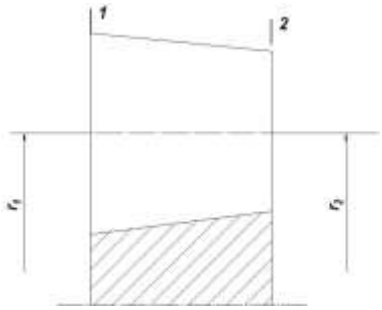
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ	**ОСЕВОЙ**
	
$u_2 > u_1$	$u_2 = u_1$
$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} > 0$	$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \to 0$

Рисунок 2.17 – Сравнение осевого и центробежного компрессоров

Таким образом, в ЦБК повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении и за счет действия инерционных сил. В то время как в осевом компрессоре давление растет только за счет торможения потока. По этой причине степень сжатия $\pi_к^*$ осевого компрессора меньше степени повышения давления ЦБК.

Следствие №2: Уравнение сохранения энергии в механической форме в относительном движении применительно к турбине:

	$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_{r1-2}$	2.3.20т

Работа расширения газа в РК турбины идет на преодоление инерционных сил $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$, ускорение потока в относительном движении $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ и на преодоление гидравлического сопротивления L_{r1-2}.

Следствие №3: Подставляя уравнение 2.3.20к и 2.3.20т в 2.3.6 можно получить еще одно важное соотношение для механической работы:

	$L_{\text{м}} = \frac{\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$	2.3.21к

То есть подводимая работа тратиться на изменение кинетической энергии потока как в РК и НА.

	$L_{\text{м}} = \frac{\text{c}_1^2 - \text{c}_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$	2.3.21т

Удельная теоретическая работа, совершаемая газом на лопатках РК турбины, получается за счет изменения кинетической энергии в СА и РК.

Сравнивая уравнения 2.3.21к и 2.3.21т видно, что эти уравнения отличаются только диаметрально противоположными знаками. Отсюда можно сделать вывод, что компрессор и турбина - обращенные машины с аналогичным но, обращенным рабочим процессом.

2.3.3 Уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном движении

Запишем уравнение сохранение энергии в механической форме в абсолютном движении в дифференциальном виде (2.3.6). При этом учтем, что плотность обратно пропорциональна удельному объему ($\vartheta = 1/\rho$):

	$dL_{\text{м}} = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right) + dL_r = \vartheta \cdot dp + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right) + dL_r$	2.3.22

Энергия, расходуемая в реальном процессе на преодоление гидравлических потерь dL_r, преобразуется в тепло и подводится к рабочему телу ($dL_r = dQ_r$). Это единственный источник тепла, подводимого в рабочем процессе лопаточных машин ($dQ_{\text{вн}} = 0$).

Согласно первому закону термодинамики подводимое тепло идет на совершение работы $p \cdot d\vartheta$, визуальным признаком чего является изменение объема рабочего тела, и изменение внутренней энергии $du = d(c_v T)$:

	$dQ_{\text{вн}} + dQ_r = p \cdot d\vartheta + d(c_v T)$	2.3.23

Подставив уравнение 2.3.23 в 2.3.22 получим:

	$dL_{\text{м}} = \vartheta \cdot dp + p \cdot d\vartheta + d(c_v T) + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right) - dQ_{\text{вн}}$	
	$dL_{\text{м}} + dQ_{\text{вн}} = d(p\vartheta) + d(c_v T) + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right)$	

Сумма $di = d(p\vartheta) + d(c_v T)$ – энтальпия - термодинамический потенциал, характеризующий состояние системы в термодинамическом равновесии при выборе в качестве независимых переменных давления, энтропии и числа частиц. Учтём сказанное выше, а также то, что сумма энтальпии и кинетической энергии $di + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right)$ является энтальпией в заторможенных параметрах $di^* = c_p dT^*$

	$dQ_{\text{вн}} + dL_{\text{м}} = di + d\left(\frac{\text{c}^2}{2}\right) = di^* = c_p dT^*$	2.3.24

Интегрируя последнее уравнение, окончательно получаем:

	$Q_{\text{вн}} + L_{\text{м}} = (i_2 - i_1) + \frac{\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2}{2} = i_2^* - i_1^* = c_p T_2^* - c_p T_1^*$	2.3.25

Это ***уравнением сохранения энергии в тепловой форме в абсолютном движении***.

Из этого уравнения следует, что полная температура T^* меняется только тогда когда в рабочем процессе подводится/отводится тепло и/или работа. Применительно к ЛМ это означает, что температура заторможенного потока будет меняться только в рабочем колесе. в НА и СА она сохраниться.

Также следует отметить, что на величину полной температуры T^* в отличие от полного давления p^* не влияют потери энергии в потоке dL_r.

2.3.4 Уравнение энергии в тепловой форме в относительном движении

Запишем уравнение сохранение энергии в механической форме в относительном движении в дифференциальном виде (2.3.18), ($\vartheta = 1/\rho$):

	$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dL_r = \vartheta \cdot dp + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dL_r$$	2.3.26

Энергия, расходуемая в реальном процессе на преодоление гидравлических потерь dL_r, независимо от природы потерь, в конечном итоге преобразуется в тепло и подводится к рабочему телу ($dL_r = dQ_r$). Это единственный источник тепла, подводимого в рабочем процессе лопаточных машин ($dQ_{\text{вн}} = 0$).

Согласно первому закону термодинамики подводимое тепло идет на совершение работы $p \cdot d\vartheta$, визуальным признаком чего является изменение объема рабочего тела, и изменение внутренней энергии $du = d(c_v T)$:

	$$dQ_{\text{вн}} + dQ_r = p \cdot d\vartheta + d(c_v T)$$	2.3.27

Подставив уравнение 2.3.23 в 2.3.22 получим:

	$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) = \vartheta \cdot dp + p \cdot d\vartheta + d(c_v T) + d\left(\frac{w^2}{2}\right) - dQ_{\text{вн}}$$	
	$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + dQ_{\text{вн}} = d(p\vartheta) + d(c_v T) + d\left(\frac{w^2}{2}\right)$$	

Сумма $di = d(p\vartheta) + d(c_v T)$ – это энтальпия. Поэтому окончательно имеем:

	$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + dQ_{\text{вн}} = d(i) + \left(\frac{w^2}{2}\right)$$	2.3.28

Сумма энтальпии и кинетической энергии потока в относительном движении представляет собой энтальпию потока заторможенного в относительном движении:

	$$d(i) + \left(\frac{w^2}{2}\right) = di^* = d\left(c_p T_w^*\right),$$	2.3.29

где T_w^* - температура потока, заторможенного в относительной СК.

	$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + dQ_{\text{вн}} = d(i) + \left(\frac{w^2}{2}\right) = di^* = d\left(c_p T_w^*\right)$	2.3.30

Интегрируя последнее уравнение, окончательно получаем:

	$Q_{\text{вн}} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = i_{2w}^* - i_{1w}^* = c_p T_{2w}^* - c_p T_{1w}^*$	2.3.31

Это ***уравнением сохранения энергии в тепловой форме в относительном движении***.

Следствие №1. Работа инерционных сил и подводимое в процессе тепло идут на изменение энтальпии и на изменение кинетической энергии в относительном движении.

Следствие №2. Температура потока заторможенного в относительном движении T_w^* не зависит от гидравлического совершенства ЛМ и меняется только при подводе тепла и действии инерционных сил.

Следствие №3. Рассмотрим элементарную решетку рабочего колеса ЦБК (рисунок 2.18). Лопатки – неохлаждаемые, т.е. внешнее тепло в процессе не подводится ($Q_{\text{вн}} = 0$). Уравнение энергии в тепловой форме в относительном движении для данного случая:

	$(i_2 - i_1) = c_p(T_2 - T_1) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$	2.3.32

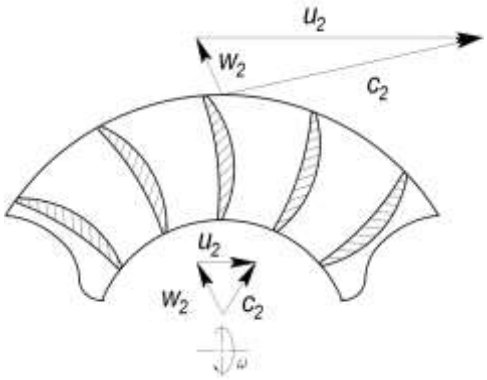


Рисунок 2.18 – Элементарная решетка РК ЦБК

В ЦБК рабочее тело движется от меньшего диаметра к большему ($u_2 > u_1$) и тормозится в относительном движении $(w_1 > w_2)$, то $\frac{u_2^2-u_1^2}{2} > 0$ и $\frac{w_1^2-w_2^2}{2} > 0$. Отсюда из 2.3.32 следует, что $T_2 > T_1$. То есть в РК ЦБК статическая температура возрастает из-за торможения потока в относительном движении и из-за работы инерционных сил.

Уравнение энергии для осевого компрессора $(u_2 \approx u_1)$ будет иметь вид:

	$c_p(T_2 - T_1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$	2.3.33

2.4 Уравнение количества движения

Закон сохранения количества:

Равнодействующая всех внешних и внутренних сил, действующих на тело массой m_m в произвольном направлении, равна секундному изменению количества движения этой массы в том же направлении:

$$\bar{R} = m_{\text{т}} \frac{d\bar{c}}{dt}.$$

Применим данное уравнение к потоку рабочего тела в компрессоре и турбине. Для этого в каждой ЛМ выделим элементарную ступень (рисунок 2.19). В них выделим контрольные объемы газа, ограниченные торцевыми сечениями *1-1*′ и *2-2*′. В этих сечениях поток считается равномерным и установившимся, кроме того, известна полная кинематика потока (p_i, c_i, c_{ai} c_{ui} α_i и т.д.).

На расстоянии шага решетки t_i друг от друга расположены боковые поверхности *1-2* и *1*′*-2*′. Они проходят в идентичных местах соседних межлопаточных каналов, которые одинаковы. По этой причине силы давления, действующие на линии *1-2* и *1*′*-2*′ будут равны. В результате осевые и окружные проекции усилий от боковых давлений p_i, = 0.

На выделенный объем действуют следующие силы:

- силы от давлений на торцевые поверхности 1-1′ и 2-2′ p_1 и p_2;
- силы от давлений на боковые поверхности *1-2* и *1*′*-2*′ взаимно уравновешиваются;
- силы R_a и R_u, действующие на газ со стороны лопаток, являются внутренними.

Данные силы по величине равны силам Pa и Pu, действующим на лопатки со стороны газа, но противоположно направлены.

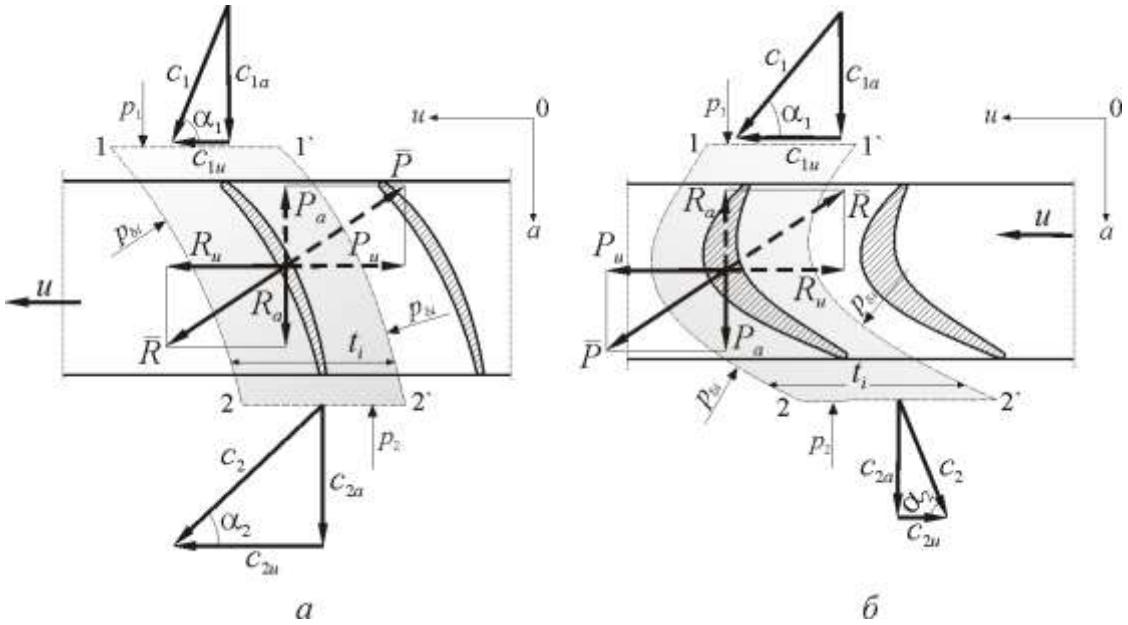
Запишем уравнение количества движения для компрессора в проекции на ось *ou*:

	$R_u = G_c(c_{2u} - c_{1u}),$	2.4.1

- где $G_c = \rho_i c_{ai} t_i h_{\text{л}i}$ – секундный массовый расход рабочего тела;
- t_i - шаг решетки элементарной ступени;

– $h_{лi}$ - высота решетки элементарной ступени.

	$P_u = -R_u = G_c(c_{1u} - c_{2u})$	2.4.2



а) - компрессор; *б)* - турбина

Рисунок 2.19 – К определению усилий, действующих на лопаточную машину

Направление действие силы P_u противоположно направлению вращения РК. То есть, в процессе сжатия сила P_u оказывает на лопатки компрессора тормозящее действие. Поэтому для реализации процесса сжатия к решетке РК необходимо подводить работу.

Запишем уравнение количества движения для компрессора в проекции на ось *оа*:

	$R_a + (p_1 - p_2)t_i h_{лi} = G_c(c_{2a} - c_{1a})$	
	$R_a = G_c(c_{2a} - c_{1a}) + (p_2 - p_1)t_i h_{лi}$	2.4.3
	$P_a = -R_a = G_c(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_i h_{лi}$	2.4.4

Проекция силы P_a направлена в сторону входа в компрессор (рисунок 2.19*а*) и представляет собой одну из составляющих реактивной тяги.

В компрессоре направление осевой составляющей силы R_a, с которой лопатка на поток, совпадает с направлением движения рабочего тела (рисунок 2.19*а*).

	$P_u = G_c(c_{1u} - c_{2u})$	2.4.5
	$P_a = G_c(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_i h_{лi}$	

Аналогичным образом можно найти силы, действующие на лопатки турбины:

	$P_u = G_c(c_{1u} + c_{2u})$	2.4.6
	$P_a = G_c(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_i h_{лi}$	

Уравнения 2.4.5 и 2.4.6 - уравнения количества движения для стационарного потока.

Направление окружной составляющей силы, действующей со стороны потока на лопатку P_u, совпадает с направлением вращения РК. Именно она создает крутящий момент на валу турбины и заставляет ее вращаться.

Сила P_a направлена в сторону, противоположную входу, по этому, в отличие от компрессора, она создает отрицательную тягу.

2.5 Уравнение моментов количества движения

Равнодействующая всех сил $\boldsymbol{R}$, действующих на тело массой m_T и скоростью c_T, отстоящее от оси вращения на расстоянии r, создает крутящий момент относительно оси *O-O* (рисунок 2.20):

	$$\frac{d}{d\tau}\sum \Delta m(c_u r) = dM$$	2.6.1

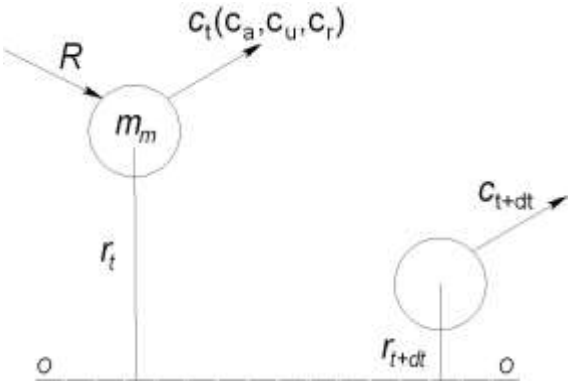


Рисунок 2.20 – К пояснению понятия момента количества движения

Крутящий момент – это изменение момента количества движения, отнесенное ко времени, за которое произошло это изменение:

	$$\mathrm{M}_{\text{кр}} = \frac{(m_{\text{т}} c_u r)_{t+\Delta t} + (m_{\text{т}} c_u r)_{t+\Delta t}}{dt}$$	2.6.2

Рассмотрим участок стационарного потока рабочего тела в межлопаточном канале произвольной формы (рисунок 2.3). Его форма, параметры потока на входе и выходе известны. Рассматриваемый участок разделяется на бесконечное число элементарных струек. Каждая представляет собой цилиндр с криволинейной образующей, поперечное сечение которого настолько мало, что значения параметров потока на нем можно считать постоянным.

Рассмотрим течение рабочего тела через любую элементарную струйку. В начальный момент времени выделенный объем находился в положении *1-2*. Через бесконечно малый отрезок времени *dt* он переместиться в положение 3-4 (рисунок 2.21). Отрезок времени *dt* принимается настолько малым, что параметры потока в каждом сечении в его начальный и конечный момент можно считать неизменными ($c_{1u}= c_{3u}$; $c_{2u}= c_{4u}$; $r_2=r_4$; $r_1=r_3$ и т.д.).

Равнодействующая сил, действующая на рассматриваемую струйку $dR_{эл}$, относительно оси *O-O* создает крутящий момент $d\mathrm{M}_{кр}$.

Область *3-2* общая для начального и конечного положения рабочего тела.

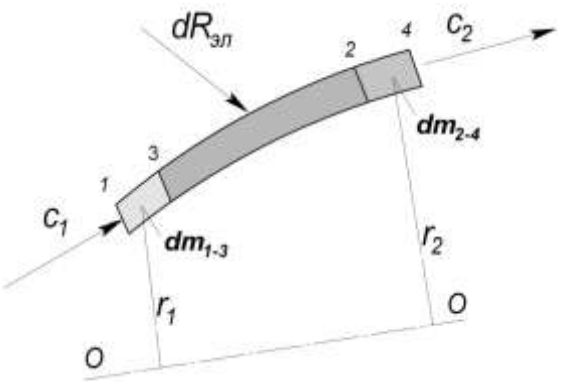


Рисунок 2.21 – Схема течения в канале произвольной формы

Рассматриваемое движение может быть представлено следующим образом: в неизменный в течении *dt* времени объем *3-2* втекает объем *1-3* и вытекает *2-4*. То есть, изменение момента количества движения рассматриваемой струйки относительно оси *O-O* за время *dt* равно разности моментов количества движения масс *1-3* и *2-4* относительно той же оси:

	$d\mathrm{M}_{кр} = \dfrac{dm_{2-4}\mathrm{c}_{2u}\mathrm{r}_2 + dm_{1-3}\mathrm{c}_{1u}\mathrm{r}_1}{dt}.$	2.6.3

Для установившегося движения $dm_{1-3} = dm_{2-4}$. Отношение массы элемента ко времени равно расходу рабочего тела через элементарную струйку $dm/_{dt} = dG$:

	$d\mathrm{M}_{кр} = dG(\mathrm{c}_{2u}\mathrm{r}_2 - \mathrm{c}_{1u}\mathrm{r}_1)$	2.6.4
	$\mathrm{M}_{кр} = G(\mathrm{c}_{2u}\mathrm{r}_2 - \mathrm{c}_{1u}\mathrm{r}_1)$	2.6.5

Умножим обе части 2.6.5 на величину угловой скорости ω, и разделим обе части *G*.

	$\dfrac{\mathrm{M}_{кр}\omega}{G} = \omega \cdot \mathrm{c}_{2u}\mathrm{r}_2 - \omega \cdot \mathrm{c}_{1u}\mathrm{r}_1$	2.6.6

Левая часть уравнения представляет собой удельную работу на окружности колеса в элементарной решетке

$$L_u = \frac{M_{кр}\omega}{G}$$

Учитывая, что $u = \omega \cdot r$ окончательно получим:

	$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$	2.6.7а

Это ***уравнение моментов количества движения применительно к лопаточным машинам***.

Оно устанавливает связь работы передаваемой лопатками потоку (в компрессоре) или отбираемой ими (для турбины) с кинематическими параметрами потока.

Для осевых лопаточных машин $u_2 \approx u_1$. Поэтому уравнение примет вид:

	$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}) = u(w_{2u} - w_{1u}) = u \cdot \Delta c_u = u \cdot \Delta w_u$	2.6.7б

Форма записи данного уравнения для компрессора полностью совпадает с канонической формой (2.6.7). В турбине работа отводится от потока ($L_u < 0$), поэтому знаки в правой части меняются на противоположные.

Окончательно имеем для компрессора:

	$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$;	2.6.8к

для турбины:

	$L_u = u_1 c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}$.	2.6.8т

Уравнения 2.6.8к и 2.6.8т подтверждает, что компрессор и турбина являются обращенными машинами. Достоинством уравнения моментов количества движения заключается в том, что его использование не требует знания распределения давления по поверхности лопаток, а только кинематические параметры на входе и выходе РК.

2.5.1 Основные выводы из уравнения моментов количества движения

Вывод 1. Из уравнения 2.6.8 видно, что работа, подводимая/ отводимая лопатками в турбомашине, определяется только величиной окружной скорости u и разностью проекций абсолютной скорости на окружное направление $c_{2u} - c_{1u}$.

Вывод 2. Сопоставляя уравнения 2.6.8к и 2.6.8т можно заключить, что если $u_2c_{2u} > u_1c_{1u}$, то механическая работа подводится к рабочему телу. Если $u_1c_{1u} > u_2c_{2u}$, то рабочее тело совершает механическую работу.

Вывод 3. Удельную работу турбомашины можно повысить следующими способами:

1. За счет увеличения окружной скорости $u = \omega r = \pi r n/30$. Роста u можно добиться двумя путями: увеличением частоты вращения ротора n и увеличением радиуса r.

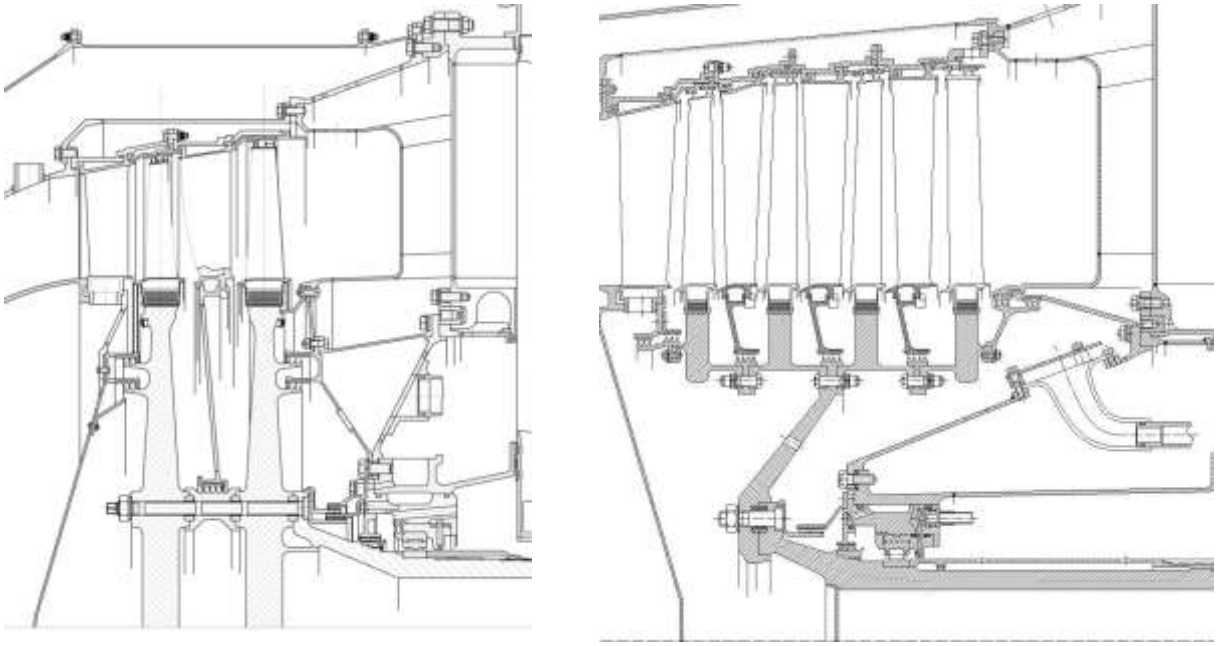
2. За счет увеличения величины разности проекций $c_{2u} - c_{1u}$.

2.5.2 Влияние частоты вращения на работу ступени

Влияние частоты вращения n на работу ступени турбомашины можно наиболее наглядно иллюстрируется на примере наземных ГТУ *НК-36* и *НК-37* разработанных в ОАО СНТК им. Н.Д.Кузнецова. Обе этих установки - трехвальные ГТД со свободной турбиной с идентичным газогенератором. Двигатель *НК-36* предназначен для привода газоперекачивающего агрегата и его выходной вал вращается с частотой *n=5000об/мин*. *НК-37* предназначен для привода электрогенератора и имеет частоту вращения выходного вала *n=3000об/мин*. Оба двигателя имеют выходную мощность 25МВт и практически идентичные параметры цикла (таблица 2.1). Поэтому работы их свободных турбин (перепад давления, $G_в$, выходная мощность) принципиально одинаковы. Несмотря на это из-за разницы в частоте вращения, в НК-37 требуемая мощность получается в четырехступенчатой турбине. Тогда как СТ НК-36 двухступенчатая (рисунок 2.22).

Таблица 2.1 – Сравнение двигателей НК-36 и НК-37

Марка	*НК-36*	*НК-37*
Назначение	Привод ГПА	Привод электростанции
N, МВт	*25*	*25*
$G_в$, кг/с	*101,4*	*101,4*
$\pi_к^*$	*23,12*	*23,12*
$T_г^*$, К	*1420*	*1420*
$n_{ст}$, об/мин	*5000*	*3000*
Число ступеней СТ	*2*	*4*



а) *б)*

Рисунок 2.22 – Свободные турбины ГТУ НК-36 (*а*) и НК-37(*б*)

2.5.3 Понятие о треугольниках скоростей

Рабочее колесо вращается с угловой скоростью ω. Выделенный объем, находящийся в его межлопаточных каналах, совершает сложное движение. С одной стороны он вращается с ***окружной скоростью:***

$$\mathrm{u} = \omega \cdot r = \frac{\pi D n}{60},$$

где *r* – расстояние от оси вращения до объема;

ω - угловая скорость вращения ротора

D=2r – диаметр, на котором располагается рассматриваемый объем;

n – частота вращения ротора, об/мин.

С другой стороны выделенный объем движется относительно подвижных, вращающихся вместе с лопаточной машиной элементов, с ***относительной скоростью*** $\overline{w}$. Векторная сумма этих скоростей $\overline{\mathrm{c}} = \overline{w} + \overline{u}$ равна скорости, с которой выделенный объем движется относительно глобальной системы координат. Скорость *c* называется ***абсолютной***. Она направлена по касательной к линии тока *S*. Приведенное выше векторное равенство графически может быть

изображено в виде векторного треугольника, который называется ***треугольником скоростей*** (рисунок 2.23).

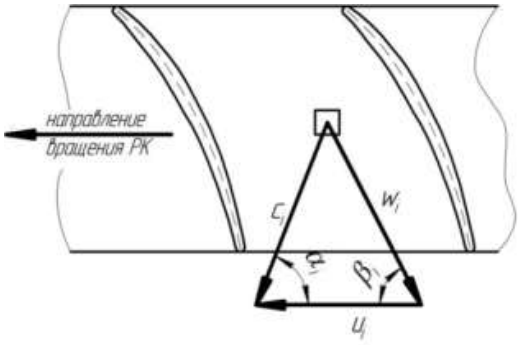


Рисунок 2.23 - К понятию о треугольнике скоростей

Угол между окружной $\bar{u}$ и абсолютной $\bar{c}$ скоростями называется углом потока в абсолютном движении и обозначается буквой α. Угол между окружной $\bar{u}$ и относительной $\bar{w}$ скоростями - углом потока в относительном движении и обозначается буквой β.

В теории ЛМ рассматривают два треугольника: на входе в РК и выходе из него (рисунок 2.24). Если оба треугольника построить с вершинами в одной точке, получится ***план скоростей*** (рисунок 2.27).

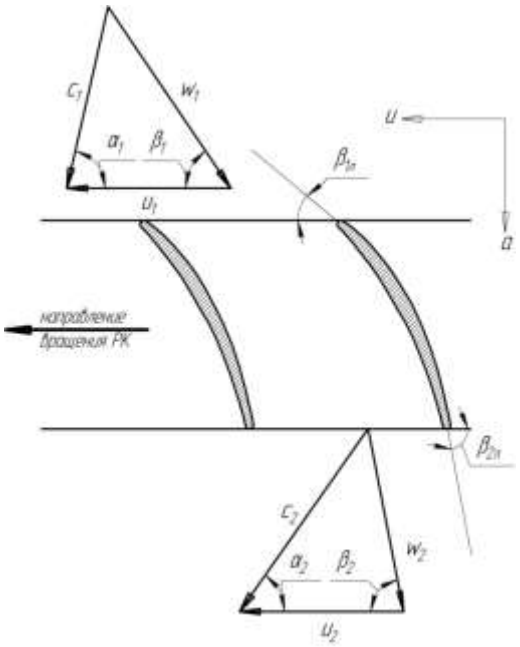


Рисунок 2.24 - Треугольники скоростей на входе и выходе РК осевого компрессора

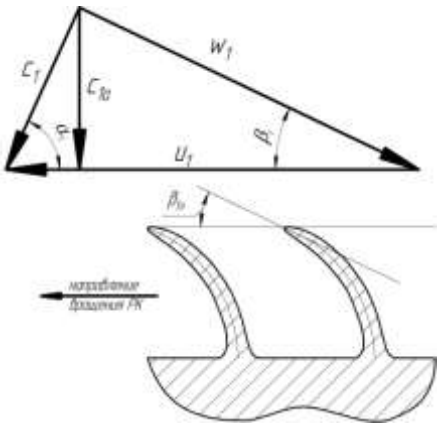


Рисунок 2.25 - Треугольник скоростей на входе в РК центробежного компрессора

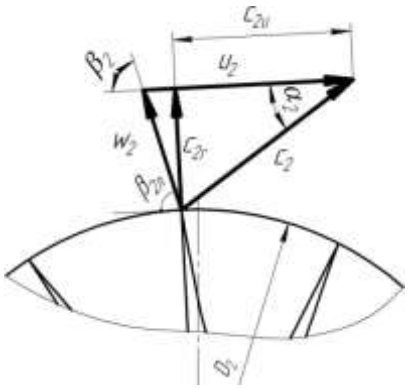


Рисунок 2.26 - Треугольник скоростей на выходе из РК центробежного компрессора

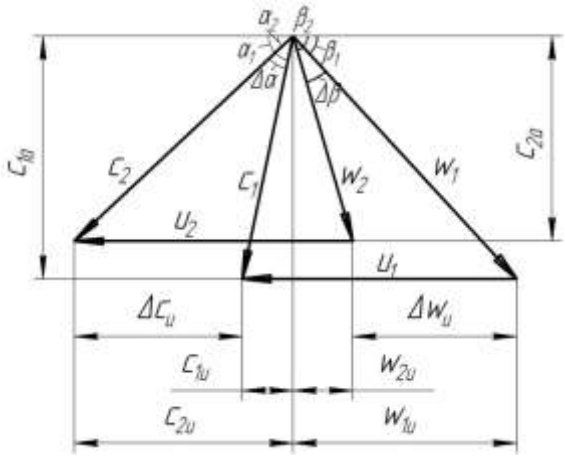


Рисунок 2.27 - План скоростей на входе и выходе РК осевого компрессора

По треугольникам и планам скоростей легко в первом приближении представить форму лопатки. На треугольниках часто отмечают осевую и окружную составляющие скоростей ($c_{ai}, c_{ui}, w_{ai}, w_{ui}$), определяющие расход рабочего тела $G_в$ и работу ступени $L_к$.

В случае осевых участков турбомашин (осевые турбомашины, вход в центробежную машину, выход из центробежной машины) она подчиняется нескольким правилам:

1. На расчетном режиме входной лопаточный угол ($\beta_{1л}$ для РК; $\alpha_{0л}$ – для СА; $\alpha_{2л}$ – для НА) близок к углу потока в относительном движении входного треугольника (β_1; α_0; α_2 соответственно). ЛВ специально проектируются таким образом. Это позволяет почти полностью исключить потери связанные с отрывом потока.

2. На всех режимах выходной лопаточный угол осевых лопаточных машин ($\beta_{2л}$ для РК; $\alpha_{1л}$ – для СА; $\alpha_{3л}$ – для НА) незначительно отличается от угла потока в относительном движении выходного треугольника (β_2, α_1, α_3 соответственно). Реально угол выхода потока отличается от лопаточного угла на величину угла δ. Однако на большинстве эксплуатационных режимов его величина для осевых участков не велика и можно принять, что $\beta_{2л} \approx \beta_2$.
3. Направление скоростей c_1 и w_2 не меняется.
4. Величина расхода воздуха через ЛМ G определяется осевой составляющей скорости $c_{ai} = w_{ai}$. Если расход меняется, то меняется и осевая составляющая скорости. Рост расхода приводит к росту скорости и наоборот.
5. Окружная скорость u_i при неизменных размерах ЛМ зависит только от частоты вращения ротора n. Направление скорости u_i не меняется никогда.
6. Соотношение между величинами скоростями c_1 и w_2 определяется величиной степени реактивности $\rho_{ст}$. С ее увеличением величина w_2 растет, а c_1 снижается почти пропорционально.

Пример №1. Изобразите треугольники скоростей на входе и выходе, соответствующий изображенному профилю рабочей лопатки (рисунок 2.28) на расчетном режиме. Величину окружной скорости на входе и выходе принять равной и вдвое большей величины осевой скорости. Величину осевой скорости также считать неизменной.

Пример №2. Начертить эскиз лопатки компрессора, соответствующей приведенному треугольнику скоростей (рисунок 2.32).

Пример №3. Каким образом изменится изображенный на рисунке 2.34 план скоростей ступени турбины при увеличении расхода воздуха на *15%,* при прочих неизменных условиях.

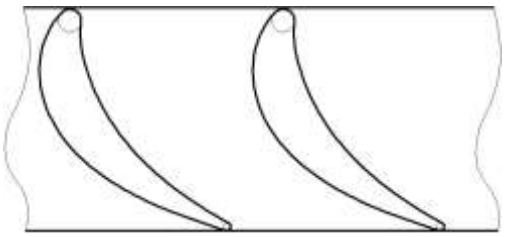


Рисунок 2.28 – К примеру №1

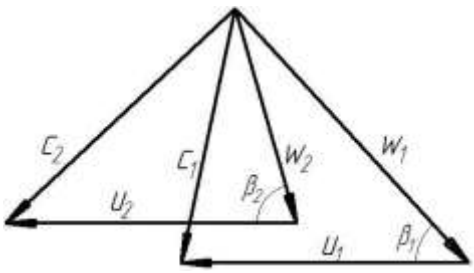


Рисунок 2.32 – К примеру №2

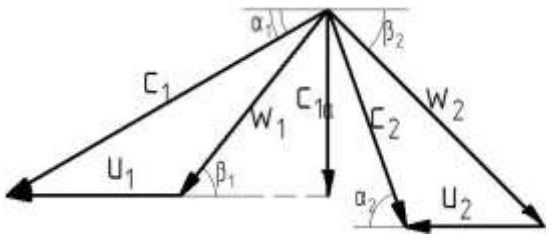


Рисунок 2.34 – К примеру №3

2.5.4 Влияние разности $c_{2u} - c_{1u}$ на работу ступени

Величина разности проекций абсолютных скоростей $c_{2u} - c_{1u}$ определяется углом поворота потока в решетке ЛВ и может быть легко показана на плане скоростей. На рисунке 2.36а приведены планы скоростей РК компрессора, а на рисунке 2.36б – турбины. В компрессоре процесс в межлопаточном канале диффузорный. Он характеризуется неустойчивостью и склонностью к отрыву пограничного слоя. По этой причине угол поворота потока в компрессорной решетке стремятся ограничить величиной *30°*. Большие значения не желательны из-за большой вероятности отрыва потока и, как следствие, повышенных потерь. Это накладывает ограничение на величину $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$, что хорошо видно на плане скоростей (рисунок 2.22).

Для увеличения Δc_u необходимо увеличить угол входа потока в РК в абсолютном движении α_1 и уменьшить угол выхода потока из РК в абсолютном движении α_2.

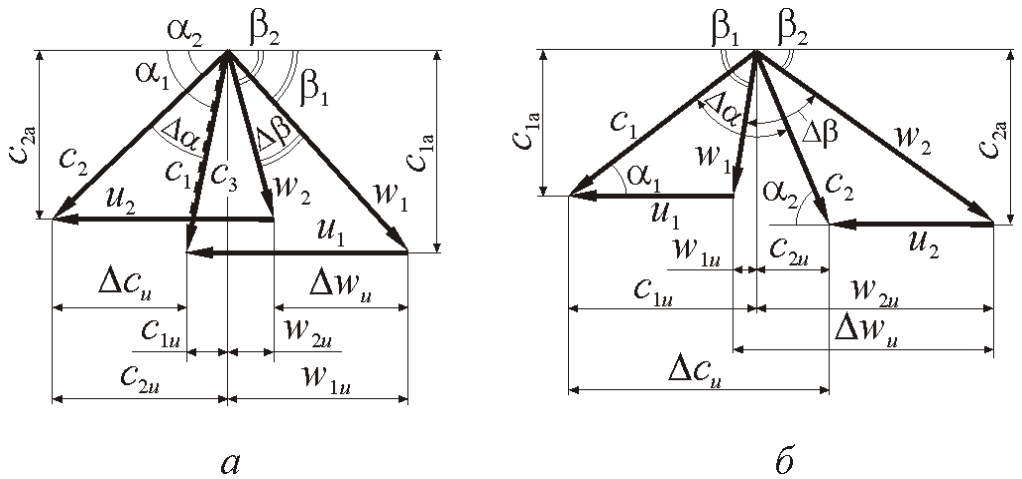
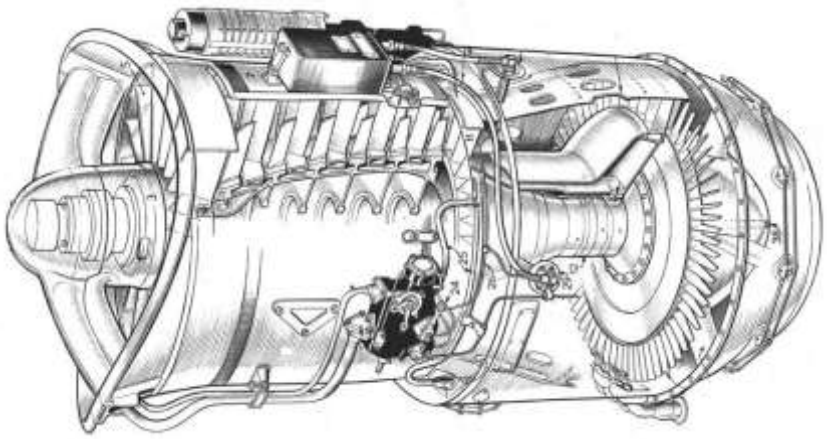


Рисунок 2.36 – Планы скоростей рабочего колеса компрессора (а) и турбины (б)

Также из плана скоростей видно, работа может быть увеличена, если проекция c_{1u} будет иметь отрицательный знак (обратная закрутка).

В турбинной решетке не ограничений на угол поворота потока. Его величина может достигать значения *120...130°*. По этой причине значение $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ существенно больше, чем в компрессоре, что говорит о том, что при равных окружных скоростях работа ступени турбины существенно больше работы ступени компрессора. Поэтому в одновальном газогенераторе, в котором расходы рабочего тела через компрессор и турбину, а также их диаметральные размеры близки, число ступеней компрессора больше числа ступеней турбины (рисунок 2.37).

Для увеличения Δc_u и, следовательно работы ступени турбины, необходимо увеличить c_{1u} за счет уменьшения угла входа в РК в абсолютном движении α_1. Величина угла на выходе из РК в относительном движении α_2 должна стремиться к меньшим значениям. При этом вектор c_{2u} будет направлен в сторону противоположную направлению c_{1u}.



,

Рисунок 2.37 – Схема одновального турбокомпрессора

2.6 Основные закономерности течения в межлопаточных каналах и механизмы потерь

Течение реального рабочего тела в ЛВ турбомашины имеет сложный пространственный и нестационарный характер. Течение может быть до-, транс- или сверхзвуковым. Поток в ЛМ имеет значительную турбулентность. На лопатке имеется области ламинарного, переходного и турбулентного течения могут присутствовать одновременно в одном ЛВ. Вязкие и турбулентные области сталкиваются со сложными напряжениями из-за наличия больших градиентов давления по всем трем направлениям, вращения, кривизны канала, наличия ударных волн, взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем. Реальная структура потока в межлопаточном канале ЛМ имеет сложный характер (рисунок 2.38).

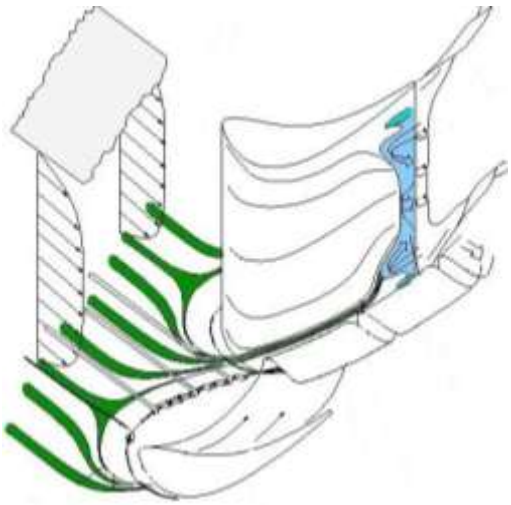


Рисунок 2.38 – Структура потока в межлопаточном канале

Так совместно с основным течением рабочего теля существуют паразитные течения, на существование которых тратиться энергия. Она в свою очередь не идет на выполнение основной функций турбомашины и является потерей.

В межлопаточном канале турбомашины различают несколько видов потерь. Их классификация приведена на рисунке 2.39.

Каждый вид потерь характеризуется соответствующим коэффициентом потерь ζ_i, который представляет собой отношение абсолютной величины конкретного вида потерь энергии L_{ri} к теоретической работе газа в решетке:

$$\zeta_i = \frac{L_r}{L_s}.$$

Коэффициент потерь энергии в лопаточном венце ζ_Σ определяется как сумма коэффициентов потерь энергии учитывающих отдельные виды потерь:

$$\zeta_\Sigma = \zeta_{пр} + \zeta_к + \zeta_{заз} = \zeta_{тр} + \zeta_{отр} + \zeta_{волн} + \zeta_{кр} + \zeta_{вт} + \zeta_{рз} + \zeta_{оз}.$$

Рисунок 2.39 – Классификация потерь энергии в лопаточных машинах

2.6.1 Потери трения и концевые потери

При течении вязкого газа в межлопаточном канале на поверхности лопатки и на концевых поверхностях образуется пограничный слой - тонкий слой газа непосредственно соприкасающийся с поверхностью обтекаемого тела, в котором проявляется эффект вязкости. Пограничный слой характеризуется большим градиентом скорости: в нем величина скорости потока меняется от нулевого значения на поверхности стенки до *99%* величины местной скорости потока (рисунок 2.40). Любое течение можно условно разделить на 2 части: пограничный слой, где влияние вязкости значительно и ядро потока, где влияния вязкости нет.

Существенное влияние вязкости в пограничном слое приводит к тому, что между слоями газа, движущимися в нем, возникают силы трения, которые уменьшают скорость потока. Энергия, затрачиваемая на преодоление сил вязкого

трения, называется *потерями энергии на трение*. Потери трения наблюдаются во всех пограничных слоях. В межлопаточном канале, потери связанные с трением в пограничном слое, наблюдаются на поверхности лопатки и на концевых (втулочной и периферийной) поверхностях межлопаточного канала.

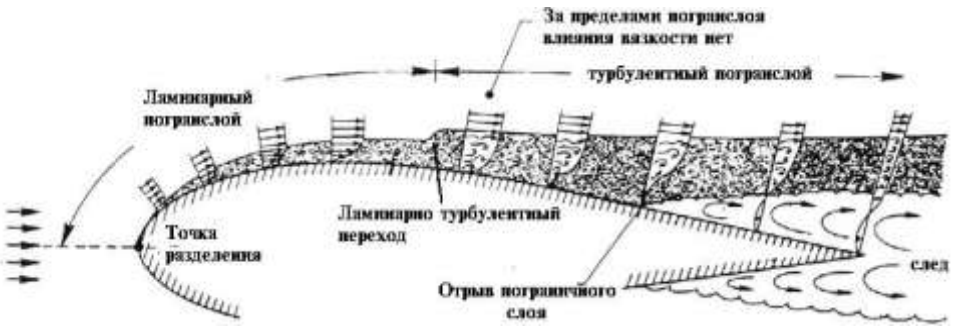


Рисунок 2.40 – Пограничный слой на лопатке турбомашины

Чем пограничный слой толще, тем больше потери трения. Толщина пограничного слоя зависит от скорости в межлопаточном канале, шероховатости поверхности лопатки, числа Рейнольдса.

Поток, набегающий на входную кромку лопатки, разветвляется на две части: часть движется вдоль спинки, другая вдоль корытца. От этой точки на лопатке образуется ламинарный пограничный слой, струйки газа в котором параллельны обтекаемой поверхности. В некоторой точке ламинарный пограничный слой теряет устойчивость и переходит в турбулентный (рисунок 2.40 и 2.41). Толщина погранслоя при этом резко возрастает, что увеличивает потери трения. Исследование характера течения после перехода ламинарного течения в турбулентное показало, что хотя течение в погранслое является турбулентным, вблизи стенки, течение сохраняется ламинарным. Эта ламинарный подслой. Его существование объясняется близостью твердой стенки, которая препятствует переносу частиц газа поперек потока. Турбулентный слой и ламинарный подслой не имеют четко выраженной границы. Их разделяет переходный слой.

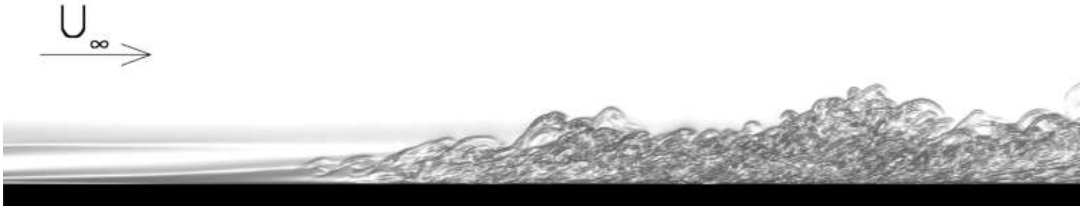


Рисунок 2.41 – Переход ламинарного течения в турбулентное

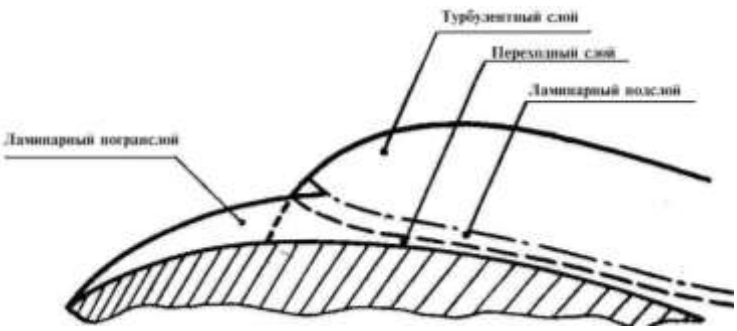


Рисунок 2.42 – Структура пограничного слоя

Погранслой может отрываться от поверхности обтекаемого тела, что приводит к увеличению потерь. Отрыв возникает на участках профиля со значительной диффузорностью и большой толщиной погранслоя. Для снижения вероятности появления отрыва погранслоя венцы проектируют с умеренной диффузорностью и тонкими погранслоями. Уменьшить погранслой можно за счет увеличения местной скорости.

2.6.2 Кромочные потери

За выходными кромками лопаток конечной толщины образуется разряжение (донный эффект). В эту зону стекают пограничные слои и подсасываются частички из ядра потока (рисунок 2.43). За решеткой образуется вихревая структура, так называемый закромочный след. Он является причиной существенной неравномерности потока за решеткой, что отрицательно сказывается на работе последующих ЛВ (рисунок 2.44). Сразу за кромкой скорости на оси следа существенно меньше, чем в ядре потока. При удалении от решетки скорости в ядре и следе постепенно выравниваются вследствие турбулентного смешения. Поток становится однородным по скорости, направлению и давлению; выравнивание потока происходит на протяжении примерно равным 1-1,5 шагам решетки.

Появляются потери кинетической энергии, которые называются кромочными. Их величина зависят в первую очередь от толщины выходной кромки и по величине соизмеримы с потерями трения.

Потери энергии, связанные с влияние закромочных следов в основном зависят от соотношения толщины выходной кромки и шага решетки:

$$\zeta_{\text{кр}} = 0{,}4\frac{r_2}{t_2 \cdot sin\alpha_2},$$

где r_2 - радиус выходной кромки лопатки;

t_2 - шаг решетки на выходе;

α_2 - угол выхода потока.

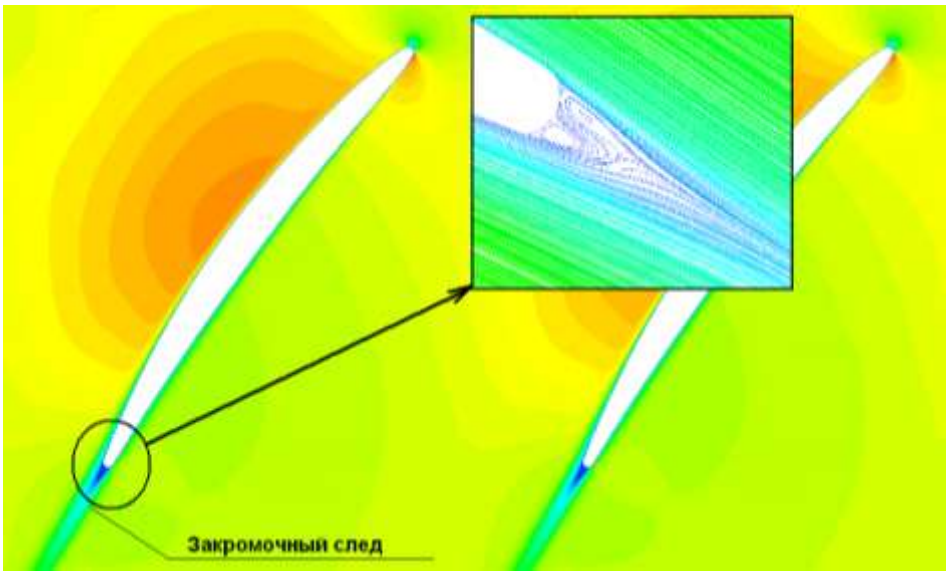


Рисунок 2.43 – Закромочный след и его структура

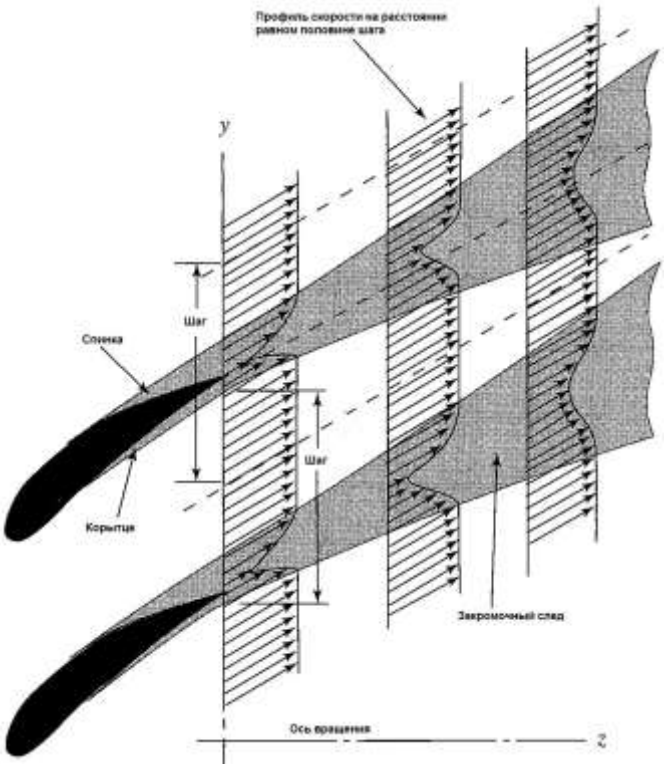


Рисунок 2.44 – Выравнивание закромочного следа

2.6.3 Потери связанные с отрывом потока

Потери на отрыв зависят от угла натекания потока на решетку. Если он близок к значению конструктивного угла, то потерь связанных с отрывом не наблюдается. При положительном угле атаки, отрыв происходит на спинке, при отрицательном – с корытца. В обоих случаях отрыв происходит вблизи входной кромки.

Отрыв со спинки более разрушителен для структуры потока в межлопаточном канале из-за того, что он центробежными силами оттесняется от поверхности лопатки и активно взаимодействует с ядром потока. Отрыв со стороны корытца прижимается к поверхности лопатки центробежными силами и там локализуется, вызывая меньшие потери энергии.

Угол атаки, при котором поток оторвется от профиля, определяется радиусом входной кромки лопатки: чем она толще, тем больше угол атаки (профиль более атакоустойчив). Входные кромки турбинных лопаток обычно имеют значительную толщину. Поэтому качественно спрофилированная турбинная лопатка допускает работу при углах атаки до 10° без существенного увеличения потерь. Компрессорные лопатки имеют такие входные кромки, чей радиус исчисляется несколькими десятыми долями миллиметра. По этой причине отклонение угла потока от значения лопаточного угла даже на $2...4^\circ$ приводит к появлению существенным потерям.

Потери на отрыв являются одной из наиболее существенных составляющих общих потерь энергии в лопаточном венце.

Атакоустойчивость также зависит от относительного шага решетки. С ее уменьшением атакоустойчивость растет и наоборот.

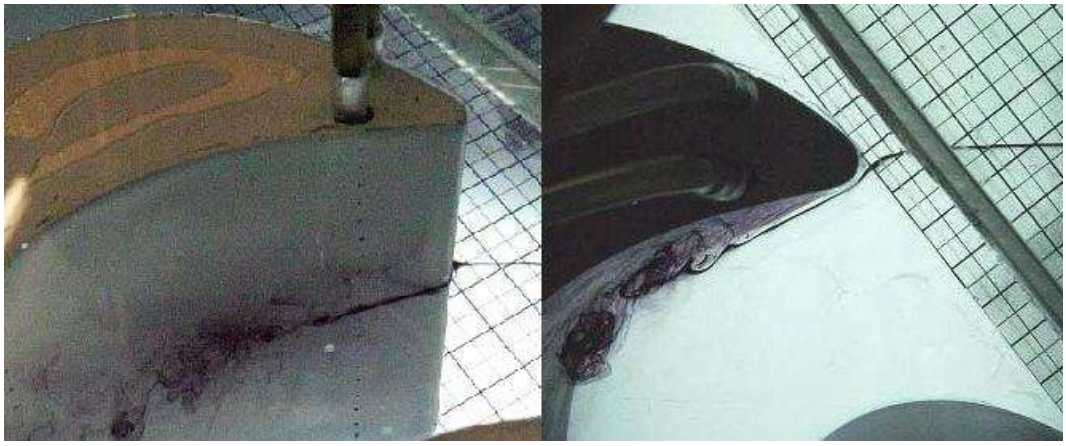


Рисунок 2.45 – Отрыв потока на корытце турбинной лопатки

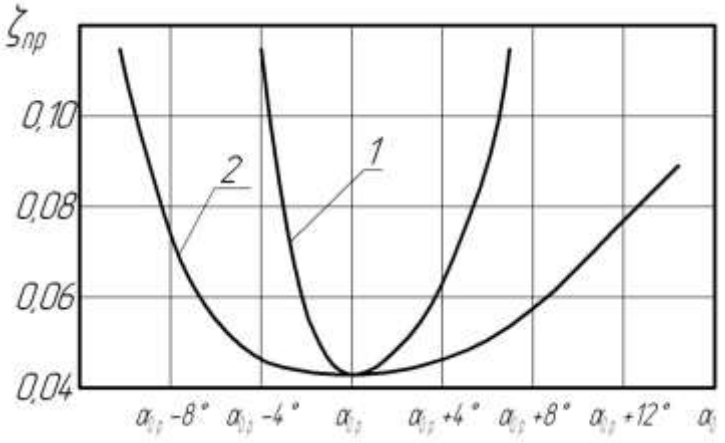


Рисунок 2.46 – Типичная зависимость величины профильных потерь от угла натекания потока на решетку для компрессора (1) и турбины (2)

2.6.4 Волновые потери

Скорость газа в решетке турбомашине может достигать и превышать скорость звука. В компрессорах сверхзвуковая скорость наблюдается на входе в решетку. В турбинах – в косом срезе. Торможение сверхзвукового потока в канале сопровождается возникновением скачков уплотнения, которые сопровождаются значительными потерями энергии, которые называются волновыми. Ещё большие потери возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, что вызывает крупномасштабный отрыв пограничного слоя.

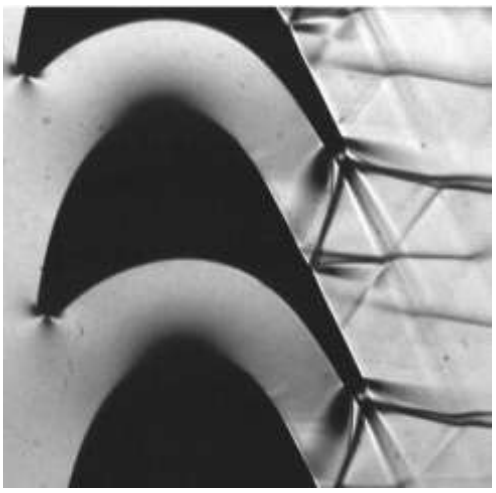


Рисунок 2.47 Скачки уплотнения в турбинной решетке

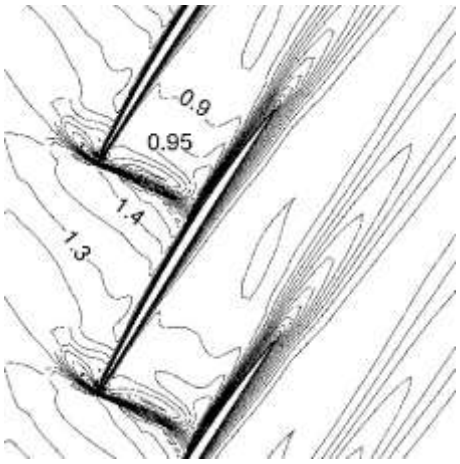


Рисунок 2.48 Скачки уплотнения в компрессорной решетке

Данный вид потерь начинает проявляться при скорости в канале от $\lambda = 0{,}9$. Волновые потери составляют значительную часть суммарных потерь, их доля

увеличивается с ростом скорости. На рисунке 2.49 приведена зависимость профильных потерь в элементарной турбинной решетке от изоэнтропической скорости истечения из нее λ_{c1s}.

При малых λ_{c1s} увеличение скорости приводит к утоньшению погранслоя и снижению $\zeta_{пр}$. С увеличением λ_{c1s} *=0,8……0,9* скорость вблизи спинки продолжает возрастать, возникают местные области сверхзвукового течения и связанные с ними волновые потери. В результате $\zeta_{пр}$ существенно возрастает. Причем следует обратить внимание на интенсивный рост профильных потерь при достижении скорости звука.

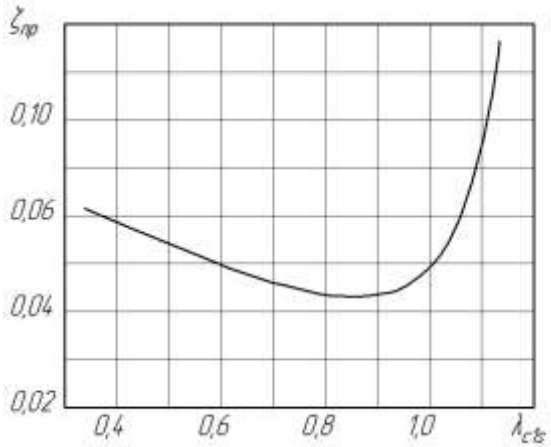


Рисунок 2.49 – Зависимость профильных потерь от изоэнтропической скорости в решетке

2.6.5 Вторичные потери

Исследования структуры потока вблизи втулочной и периферийной концевых поверхностей показывает, что наряду с основным течением в данных областях существует несколько паразитных течений, называемых вторичными.

Движение в межлопаточном канале происходит по криволинейным траекториям, давление на корытце лопатки больше, чем на спинке. Поток, протекающий через межлопаточный канал, уравновешен. Центробежные силы уравновешиваются градиентом давления от большого давления корытца к малому на спинке.

Но поток имеет неоднородное поле скоростей и давлений по высоте канала, особенно у концевых поверхностей, где наблюдаются большие градиенты параметров потока. Поскольку поток вблизи концевых поверхностей имеет более

низкую скорость и кинетическую энергию, чем в ядре, возникает неуравновешенность между градиентом давления и центростремительным ускорением. Таким образом, поток у концевых поверхностей прижимается к спинке. Попадая на спинку, вторичные токи вызывают набухание пограничного слоя в месте сопряжения концевой поверхности и спинки и затем его отрыв. Вторичные токи образуются вблизи втулки и периферии. Поэтому данное вторичное течение называется *парным вихрем*. Оба вихря вращаются в противоположные стороны и направления их вращения соответствуют направлению перетекания.

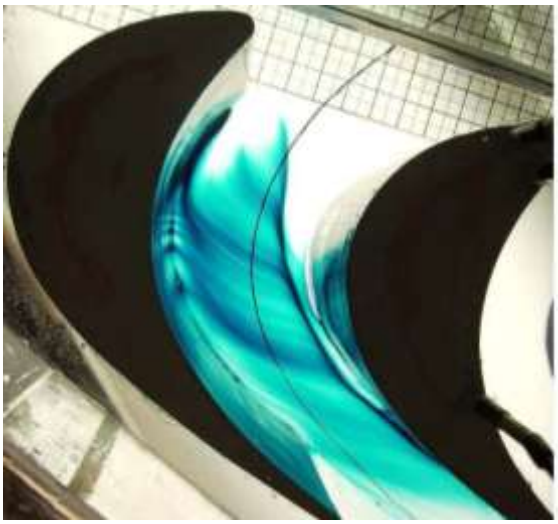


Рисунок 2.50 – Вторичное течение в турбинном канале

Другое вторичное течение получило название подковообразного вихря. Тело лопатки начинает влиять на концевой пограничный слой примерно на расстоянии одного шага от входной кромки, что приводит к торможению потока и утолщению пограничного слоя по мере приближения к входной кромке. В то же время должно произойти разделение концевого пограничного слоя между спинкой и корытцем. Поскольку давление во втулочном пограничном слое меньше давления торможения на входной кромке, то разделение пограничного слоя происходит на некотором расстоянии от входной кромки с образованием подковообразного вихря (рисунки 2.51 и 2.52). Размер подковообразного вихря непосредственно перед кромкой лопатки РК составляет *0,5……1мм* в диаметре. Эпицентр вихря располагается примерно на расстоянии *1мм* от входной кромки.

Поток, ушедший после разделения на спинку лопатки, прижимается перепадом давления к поверхности лопатки. Оставшаяся часть потока под действием

градиента давления от спинки к корытцу начинает смещаться к корытцу следующей лопатки, пересекая межлопаточный канал. Подобное разделение потока показано на рисунке 2.53.

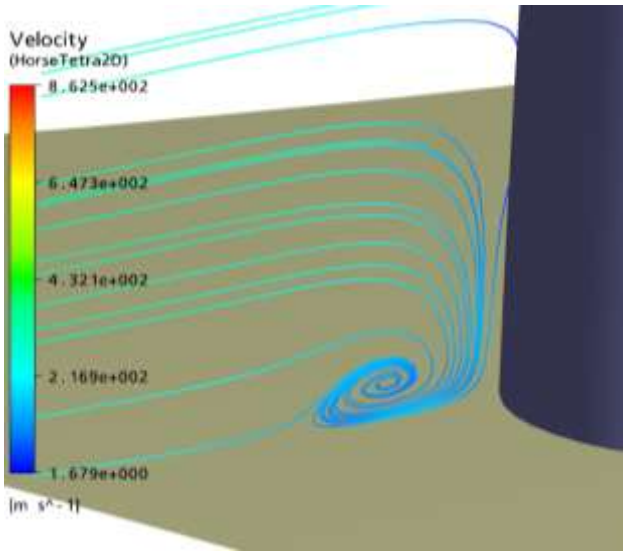


Рисунок 2.51 - Вертикальная проекция подковообразного вихря перед входной кромкой лопатки

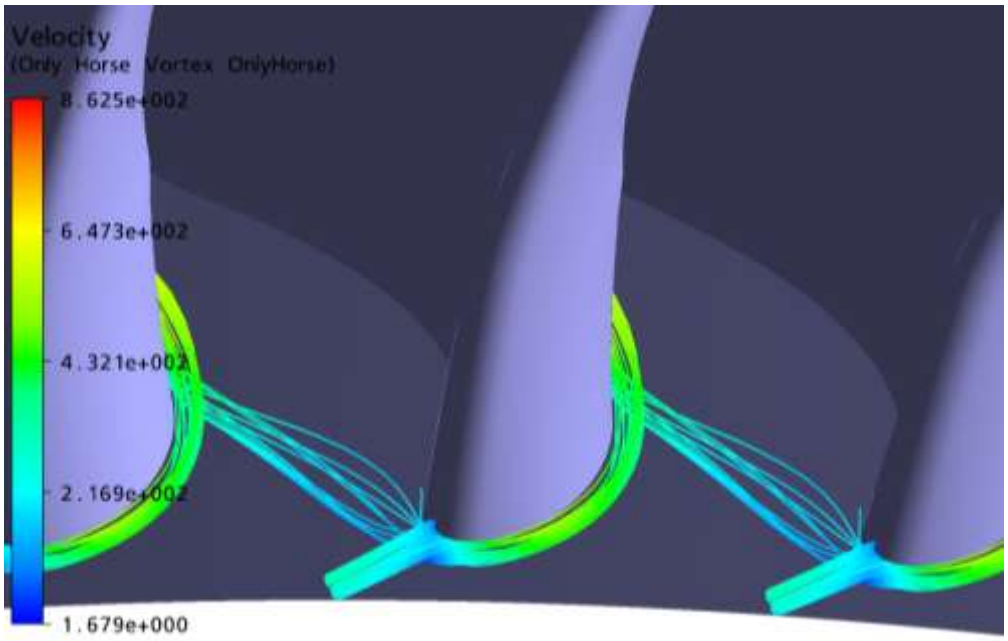


Рисунок 2.52 – Образование и дальнейшее поведение подковообразного вихря

Рисунок 2.53 – Подковообразный вихрь

Достигнув спинки лопатки после пересечения межлопаточного канала, вторичные течения начинают взаимодействовать с пограничным слоем на спинке, а также с потоком, текущим в межлопаточном канале. Взаимодействие с основным потоком приводит к образованию вихрей, которые расположены в межлопаточном канале вблизи спинки лопатки. К тому же вторичные потоки начинают подниматься по спинке лопатки, искривляя также линии тока потока, текущего в пограничном слое спинки. Развитие межлопаточного вихря и течение на спинке лопатки показано на рисунке 2.54.

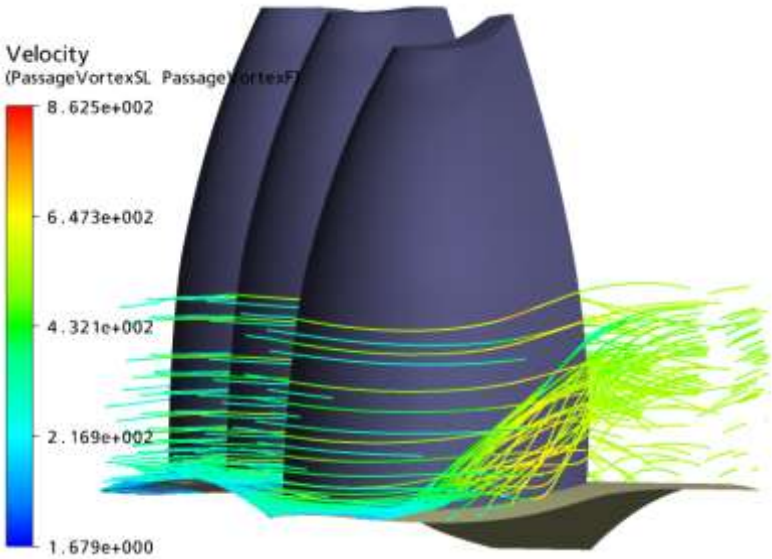


Рисунок 2.54 – Увеличение размеров вторичного вихря на спинке

Вторичные течения вызывают значительные потери энергии. Их величина зависит в первую очередь от относительной высоты канала $\bar{h} = {}^{h}/_{b}$, а также от угла поворота потока в решетке. С уменьшением $\bar{h}$ и увеличением угла поворота потока вторичные потери возрастают.

Кроме того наличие вторичных течений изменяет угол выхода из решетки, что отрицательно сказывается на величине получаемой работы.

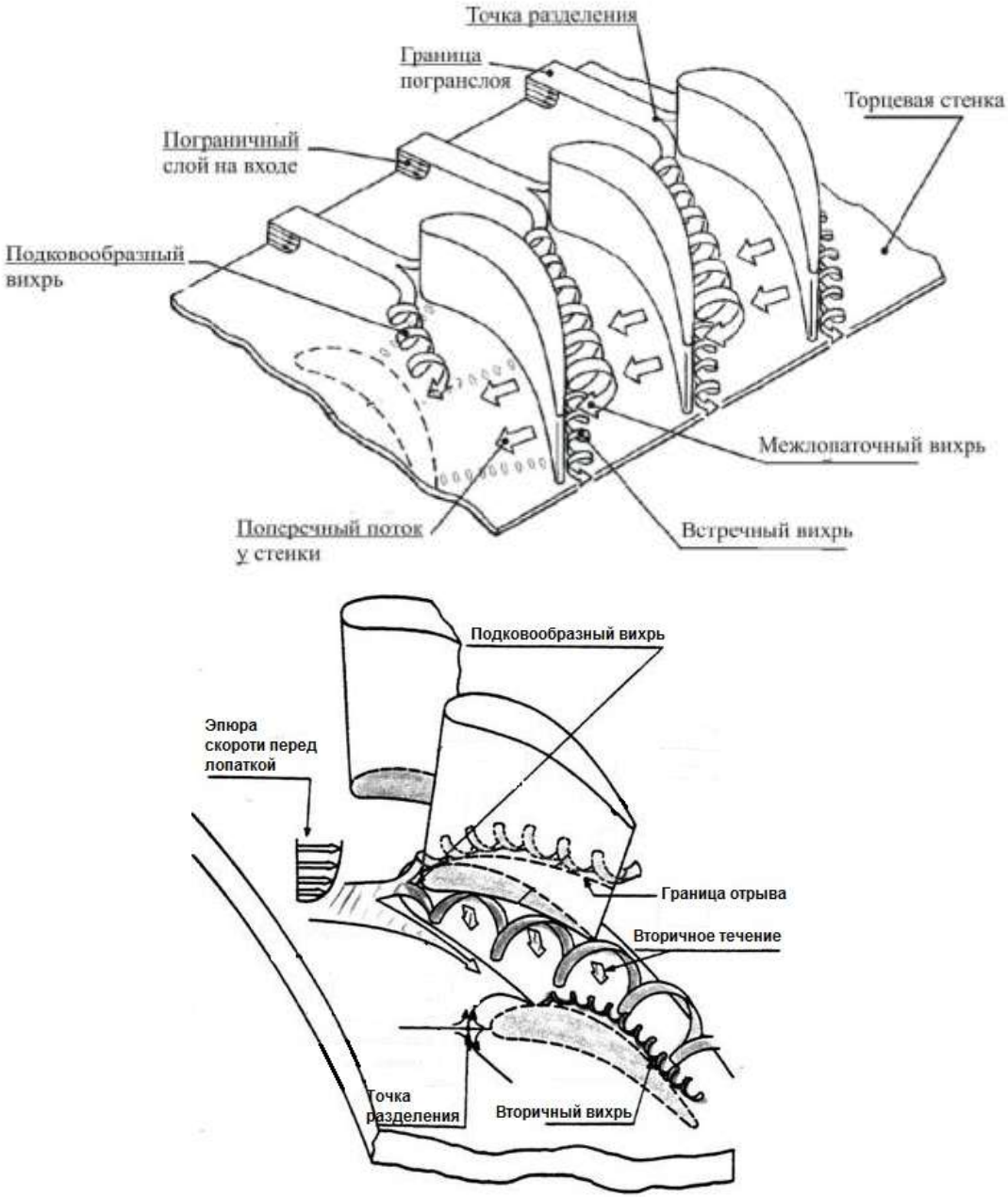


Рисунок 2.55 – Структура вторичных течений в межлопаточном канале

2.6.6 Потери в радиальном зазоре

В проточной части турбомашин между торцами рабочих лопаток и корпусными деталями всегда имеется конструктивный зазор δ_r. Этот зазор необходим для того, чтобы исключить касание ротора за статор в работе изделия. Его величина выбирается с учетом радиальной деформации деталей по действиям газовых, тепловых и центробежных нагрузок. Аналогичный зазор иногда существует между нижним торцем направляющей лопатки компрессора и вращающимся валом.

Поскольку между спинкой и корытцем одной лопатки имеется градиент давления, то поток с корытца стремиться перетечь на спинку через зазор. Это течение на спинке взаимодействует с основным потоком, в результате чего формируется вихрь. Причем этот вихрь находится вблизи периферийных вторичных вихрей, вращается в противоположную относительно них сторону и активно взаимодействует с ними. Что усугубляет негативные влияния обоих видов потерь. Кроме того поворот рабочего тела в зазоре недостаточен и это не позволяет получить в нем необходимую работу.

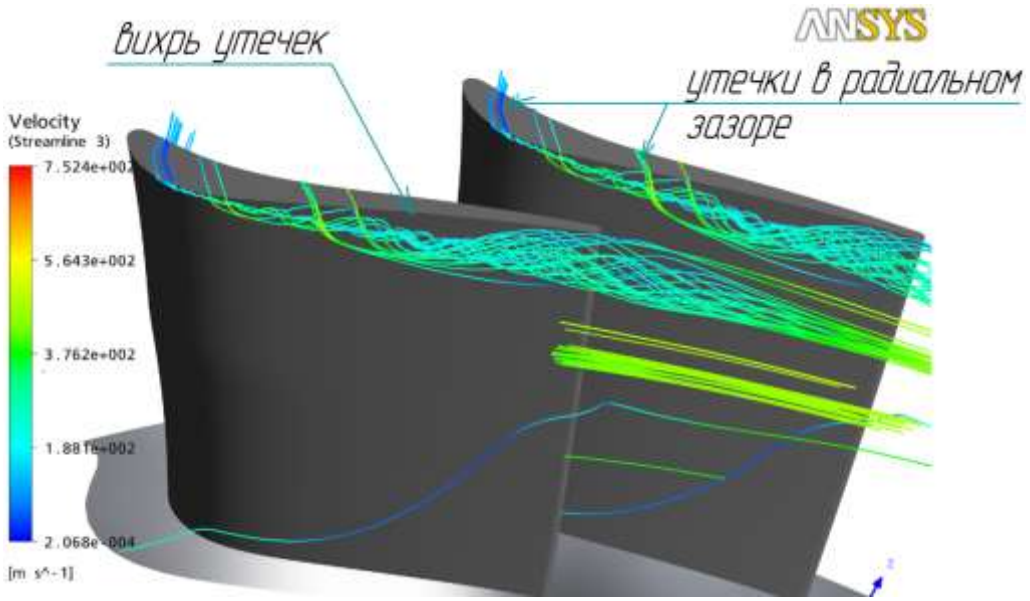


Рисунок 2.56 – Структура течения в радиальном зазоре небандажированной лопатки

Величина потерь в радиальном зазоре зависит от относительной величины зазора $\bar{\delta_r} = {\delta_r}/{h_л}$ и перепада давления между спинкой и корытцем. Перепад давления зависит от угла поворота потока в канале.

Существует несколько способов уменьшения потерь в радиальном зазоре. Наиболее радикальный связан с установкой бандажной полки на верхний торец лопатки. Бандажные полки соседних лопаток создают сплошное кольцо над лопатками, полностью исключая возможность перетекания рабочего тела с корытца на спинку. Однако существующий перепад давления между входом выходом рабочего колеса приводит к возникновению течения в зазоре над бандажной полкой. Величина утечек уменьшается за счет установки на полке лабиринтных уплотнений. Однако из-за того, что утечка в зазоре не взаимодействует с вторичным вихрем потери энергии при наличии бандажа меньше чем без него. Структура потока в зазоре бандажированной лопатки приведена на рисунке 2.59.

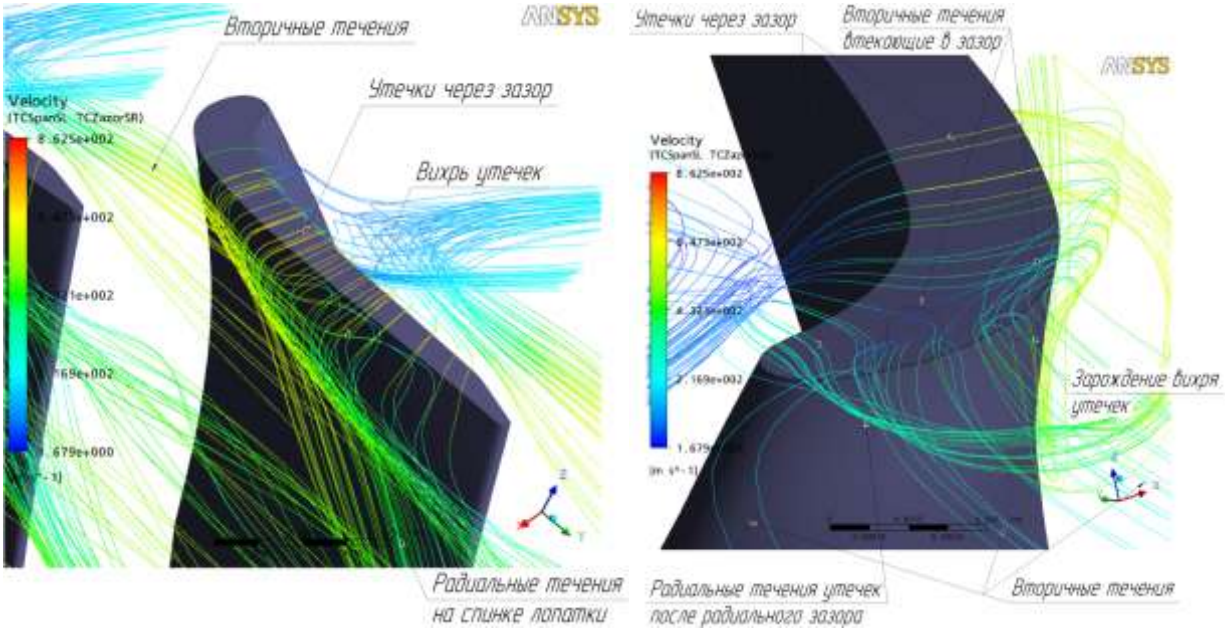


Рисунок 2.57 – Взаимодействие вторичного течения и вторичного вихря

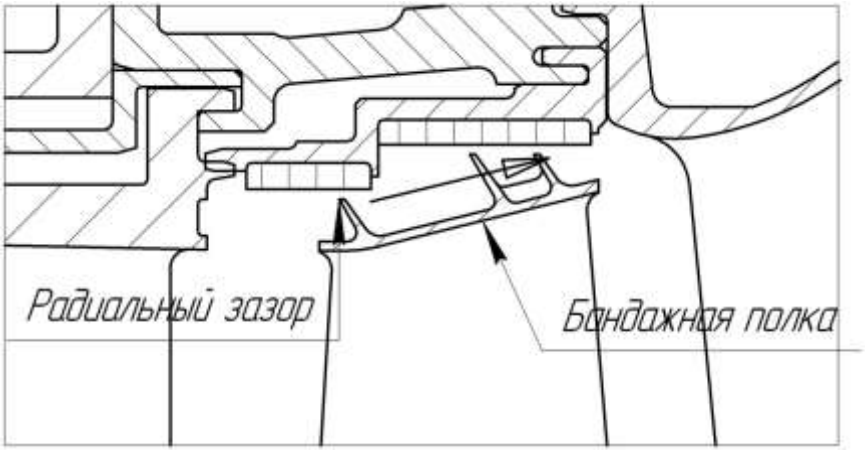


Рисунок 2.58 – Радиальный зазор над бандажированной лопаткой

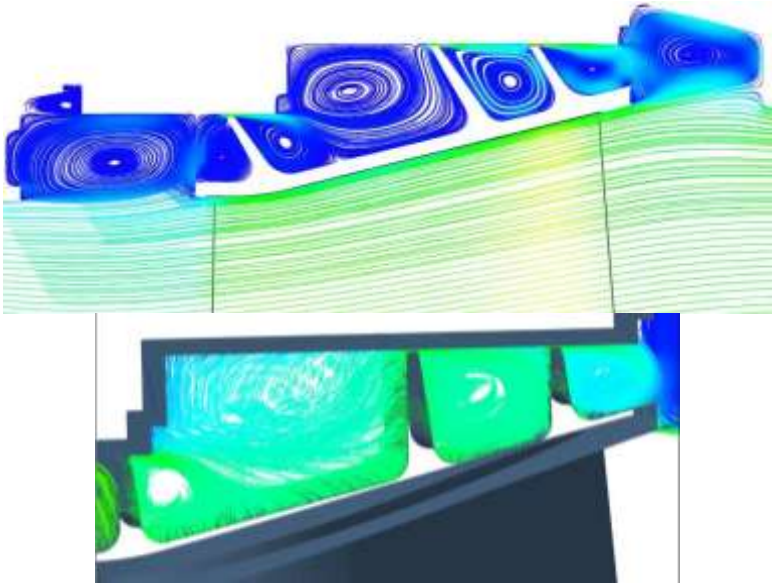


Рисунок 2.59 – Структура потока в радиальном зазоре над бандажной полкой

2.6.7 Потери в осевом зазоре

Влияние осевого зазора связано с образованием закромочных следов за лопатками, а также наличием градиента давлений между спинкой и корытцем. Эти приводит к возникновению неравномерности поля скоростей за решеткой.

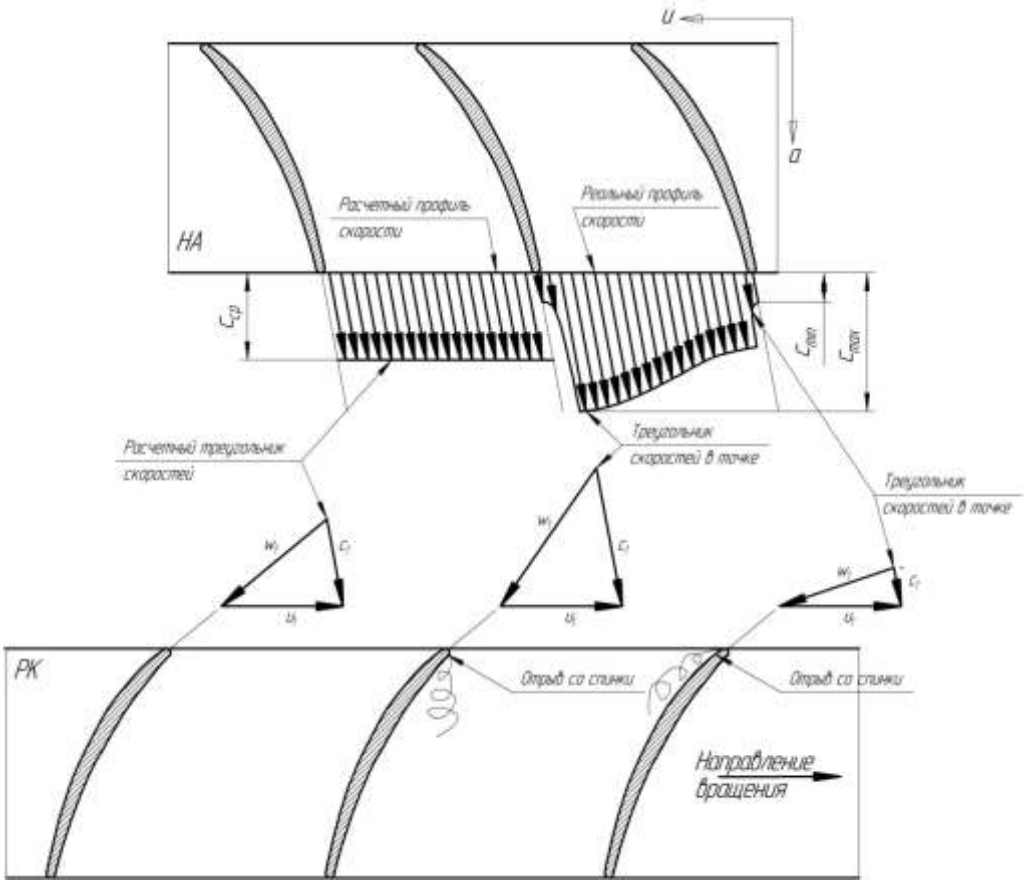


Рисунок 2.60 - Схема возникновения потерь в осевых зазорах

Из-за перечисленных факторов поле скоростей за неподвижным ЛВ будет иметь вид, показанный на рисунке 2.60. Вдоль фронта решетки значение скорости меняется от c_{max} до c_{min}, в то время как расположенный ниже рабочий венец был спроектирован исходя из некоторого значения скорости $c_{ср}$. В результате при движении рабочего венца вдоль неподвижного фронта реальный треугольник скоростей будет изменяться. Будут периодически меняться углы натекания потока на расположенный ниже по течению венец, причем величина угла будет отличаться от расчетного значения. Это обстоятельство будет вызывать возникновение периодически возникающих отрывов потока, что приведет не только к снижению КПД, но и к увеличению вибрационных напряжений в лопатках.

Неравномерность полей параметров за ЛВ уменьшается по мере удаления от выходных кромок. Поэтому потери в осевом зазоре можно уменьшить, увеличив величину зазора, однако тогда увеличиваются габариты и масса ЛМ. Поэтому на практике величина осевого зазора оставляет примерно *20%* от ширины венца.

2.6.8 Дисковые потери

Диск РК со всех сторон окружен рабочим телом. При вращении диска на его поверхности образуется погранслой, силы вязкого трения в котором оказывают тормозящее действие. С другой стороны, частицы газа погранслоя приобретают вращательное движение и отбрасываются к периферии, на их место поступают новые частицы. Между в диском и статором возникают циркуляционные течения.

Потери, связанные с взаимодействием вращающегося диска с рабочим телом, называются дисковыми. Их величина зависит от диаметра диска, частоты вращения ротора и плотности рабочего тела.

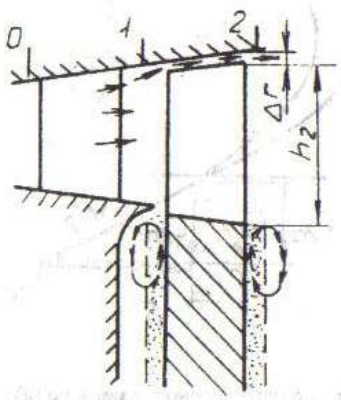


Рисунок 2.61 – Схема образования циркуляционных течений у диска рабочего колеса

ГЛАВА 3 – ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНОГО КОМПРЕССОРА

3.1 Компрессор. Основные понятия, определения, типы

Компрессор – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления $\pi_{\text{к}}^* = \text{p}_2^*/\text{p}_1^*$ за счет подвода механической энергии $L_{\text{к}}$ к потоку рабочего тела.

Обычно приводом для компрессора являются газовые турбины, поскольку они вырабатывают большую мощность при относительно небольших размерах.

В компрессоре подведенная механическая работа $L_{\text{к}}$ преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа. В результате полные и статические давления (p, p^*) и температура рабочего тела (T, T^*), а также его плотность ρ, возрастают.

Компрессор как частью ГТУ или ГТД должен быть легким, прочным, надежным, ремонтопригодным, технологичным, дешевым, удобным в эксплуатации, иметь высокий КПД, минимальные габаритные размеры и заданный ресурс. Также можно выделить ряд требований, присущих только компрессорам:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела;
- обеспечение заданной степенью повышения давления $\pi_{\text{к}}^*$;
- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот вращения ротора.

Принцип действия компрессора основан на взаимодействии лопаток специальной формы с потоком. В общем случае она состоит из пера, замка. Лопатки могут выполняться заодно с диском. В этом случае замок отсутствует. Также лопатки могут иметь бандажные полки, расположенные на периферии лопатки или в верхней ее части.

Сечение на входе в РК обозначается индексом *1*, на выходе – *2*, выход из щелевого диффузора *2*, на выходе из НА – *3*. Для компрессоров ГТД и ГТУ, сечение на входе может обозначаться индексом «*в*», а на выходе – «*к*».

По числу ступеней компрессоры делятся на ***одно*** и ***многоступенчатые***.

По направлению движения рабочего тела компрессоры можно разделить на осевые, центробежные и диагональные.

3.2 Принцип действия ступени компрессора

Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли) работа, подведенная в компрессоре, равна:

$$L_{\text{к}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}. \qquad (1)$$

$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ - увеличение потенциальной энергии сжатого газа;

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ – изменение кинетической энергии в компрессоре;

L_{r1-2} – энергия, затрачиваемая на преодоление потерь.

Подводимая в компрессоре механическая энергия $L_{\text{к}}$ расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Чтобы $L_{\text{к}}$ максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в компрессоре L_{r1-2} должны быть минимальны.

Уравнение Бернулли для потока несжимаемого идеального газа, движущегося без потерь и энергообмена:

$$\frac{\text{p}}{\rho} + \frac{\text{c}^2}{2} = const. \qquad (2)$$

При изменении условий течения происходит перераспределение кинетической и потенциальной энергии сжатого газа энергоизолированного потока. При увеличении скорости потока *c* его давление *p* падает и наоборот.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре равно:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_{r1-2}. \qquad (3)$$

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ - работа по перемещению единицы массы рабочего тела под действием инерционных (центробежных) сил;

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ - изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

Рост давления в РК компрессора происходит из-за движения рабочего тела в поле действия инерционных сил и торможения потока в относительном движении.

В осевом компрессоре поток движется в направлении параллельном оси вращения РК, $u_2 \approx u_1$. Влияние инерционных сил на процесс сжатия минимально. Оно в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. Поэтому ступень осевого компрессора имеет меньшую $\pi_{\text{к}}^*$, чем ЦБК.

В РК компрессора входной конструктивный угол $\beta_{1\text{л}}$ (***конструктивный угол*** - угол между касательной к средней линии профиля на входе/ выходе и касательной к фронту решетки) меньше конструктивного угла на выходе $\beta_{2\text{л}}$. Течение межлопаточном канале носит диффузорный характер. При этом $w_1 > w_2$, а падение скорости согласно уравнению (2) приводит к повышению статического давления $\text{p}_1 < \text{p}_2$ и плотности рабочего тела $\rho_1 < \rho_2$. У ЦБК рост параметров усиливается движением рабочего тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

Силы, действующие на поток со стороны лопаток R и со стороны потока на лопатки P (рисунки 3.1, 3.2) равны по величине, противоположны по направлению. Эти силы можно разложить на две составляющие: осевую R_a и P_a (проекции на ось вращения) и окружную R_u (проекцию на тангенциальное направление).

$$P_u = -R_u = G_{\text{в}}(c_{1u} - c_{2u}); \qquad (4)$$

$$P_{\text{а}} = -R_{\text{а}} = G_{\text{в}}(c_{2\text{а}} - c_{1\text{а}}) + (\text{p}_2 - \text{p}_1)t, \qquad (5)$$

где t – шаг решетки компрессора, м.

Сила P_u, действующая в окружном направлении на лопатку противоположно направлению вращения РК, оказывает тормозящее воздействие на лопатки компрессора. Для реализации процесса сжатия следует подводить работу $L_{\text{к}}$: окружная составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки R_u, подводит работу к потоку рабочего тела, проходящего через компрессор.

$R_{\text{а}}$ - это сила, которая заставляет поток двигаться через компрессор от меньшего давления на входе к большему на выходе.

РК компрессора выполняет следующие основные функции:

- подводит механическую работу к потоку рабочего тела;
- проталкивает рабочее тело через компрессор;
- повышает давление рабочего тела.

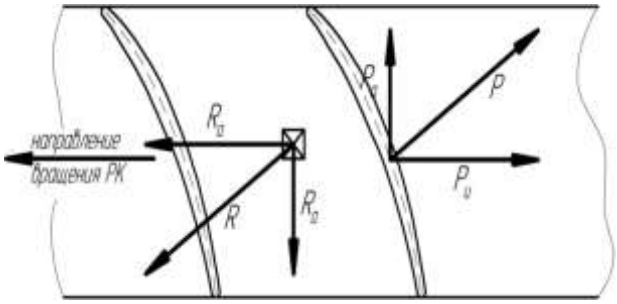


Рисунок 3.1 - Схема сил действующих в осевом компрессоре

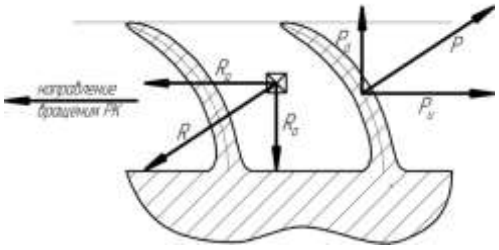


Рисунок 3.2 - Схема сил действующих во входной части центробежного компрессора

Из-за роста абсолютной скорости в РК, согласно уравнению 1, значительная часть работы уйдет на изменение кинетической энергии. Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе (НА или щелевой диффузор). В результате кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется за счет лопаток специальной формы. У них входной конструктивный угол $\alpha_{2л} > \alpha_{3л}$ выходного. Межлопаточный канал диффузорный, а течение потока в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_2 < c_3$. В щелевом диффузоре расширяющаяся форма канала обусловлена увеличением радиуса и соответственно площади выходного сечения. Торможение сопровождается повышением статического давления $p_2 < p_3$ и плотности рабочего тела $\rho_2 < \rho_3$.

Запишем уравнение неразрывности применительно к компрессору:

для осевого:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_0 c_{0a}} \qquad (6)$$

для центробежного:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_2 c_{2r}}{\rho_0 c_{0a}} \qquad (6а)$$

Обычно $c_{3a} \approx c_{0a}$ и $c_{3r} \approx c_{0a}$. Изменение указанных компонентов скоростей значительно меньше изменения плотности. Согласно *6* и *6а* рост плотности вследствие повышения давления в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу.

3.3 Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора

Межлопаточные каналы РК выполнены диффузорными. Поэтому при $w_2 < w_1$, $\mathrm{p}_1 < \mathrm{p}_2$ и $\rho_1 < \rho_2$.

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой *R*. Ее окружная составляющая (рис. 1.14, 1.15) $\mathrm{R_u}$ отклоняет течение в абсолютном движении в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию в результате чего абсолютная скорость растет ($c_2 > c_1$).

Запишем уравнение энергии в тепловой форме для решетки РК:

$$L_{\text{РК}} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \qquad (7)$$

$$L_{\text{РК}} = i_2^* - i_1^* \qquad (8)$$

В РК осуществляется подвод работы ($L_{\text{РК}} > 0$). Внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ($L_{\text{НА}} = 0$).

Учитывая, что $L_{\text{РК}} > 0$ и $c_2 > c_1$, то из уравнений (7) и (8) можно сделать вывод, что $i_2 > i_1$ и $i_2^* > i_1^*$. Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут $\mathrm{T}_2 > \mathrm{T}_1$ и $\mathrm{T}_2^* > \mathrm{T}_1^*$.

Уравнение энергии в механической форме для РК можно записать в следующем виде:

$$L_{\text{РК}} = \frac{\mathrm{p}_2^* - \mathrm{p}_1^*}{2} + L_{r1-2} \qquad (9)$$

Работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, поэтому полное давление в РК растет $\mathrm{p}_2^* > \mathrm{p}_1^*$.

В щелевых и лопаточных диффузорах канал также расширяющийся. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $\mathrm{c}_2 > c_3$, что согласно уравнению Бернулли (2) приводит к росту статического давления $\mathrm{p}_3 > \mathrm{p}_2$ и плотности $\rho_3 > \rho_2$.

Для выходной системы запишем уравнения энергии в тепловой форме:

$$L_{\text{НА}} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \qquad (10)$$

$$L_{\text{НА}} = i_3^* - i_2^* = 0 \qquad (11)$$

В НА работа не подводится $L_{\text{НА}} = 0$, снижение абсолютной скорости компенсируется ростом энтальпии $i_3 > i_2$. Что в свою очередь приводит к росту температуры $\text{T}_3 > \text{T}_2$.

Отсутствие подвода работы обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе НА $i_3^* = i_2^*$ и $\text{T}_3^* = \text{T}_2^*$.

Уравнение энергии в механической форме для:

$$L_{\text{НА}} = \frac{\text{p}_3^* - \text{p}_2^*}{2} + L_{r2-3} = 0 \qquad (12)$$

Учитывая, что $L_{\text{НА}} = 0$, изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $L_{r2-3} \ll L_{\text{к}}$, то падение полного давления будет незначительным (не более *5%*).

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине компрессора приведен на рисунке 3.3.

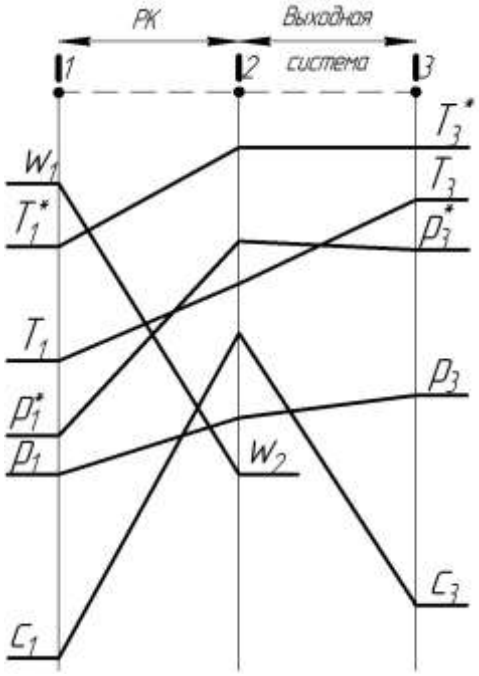


Рисунок 3.3 - Изменение параметров по длине ступени компрессора

3.4 Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора

3.4.1 Геометрические параметры ступени компрессора

Основные геометрические параметры ступени изображены на рисунке 3.4.

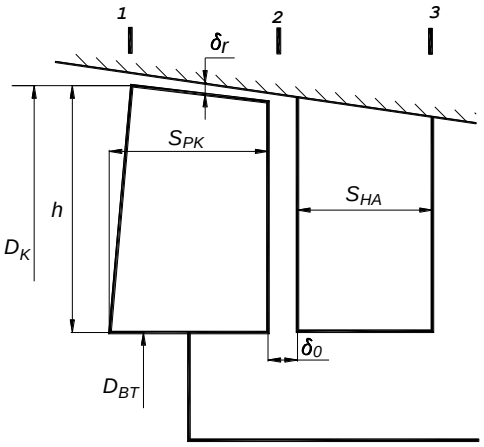


Рисунок 3.4 – Основные параметры ступени осевого компрессора

- диаметр компрессора на входе D_K (периферийный диаметр $D_{ПЕР}$);
- втулочный диаметр $D_{ВТ}$;
- средний диаметр определяется как $D_{СР} = \dfrac{D_K + D_{ВТ}}{2}$;
- высота лопатки $h_Л = \dfrac{D_K - D_{ВТ}}{2}$;
- ширина лопаточного венца рабочего колеса $S_{РК}$;
- ширина лопаточного венца направляющего аппарата $S_{НА}$;
- осевой зазор δ_0 (определяется на текущем радиусе, т.е. $\delta_0 = \delta_0(r)$);
- радиальный зазор δ_r между наружным диаметром РК и диаметром статора.

На практике пользуются относительными геометрическими параметрами: линейные размеры относятся к D_K: относительная высота лопатки $\bar{h}_Л = \dfrac{h_Л}{D_K}$.

3.4.2 Кинематические параметры компрессора

Основные кинематические параметры ступени определяются на плане скоростей (рисунок 3.5): углы $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2, \Delta\alpha, \Delta\beta$, скорости c_1, c_2, w_1, w_2, их окружные и осевые проекции.

Кроме того, наиболее характерные кинематические параметры:

– окружная скорость на периферийном диаметре РК во входном сечении u_{1K} (300-600 м/с);

– осевая составляющая абсолютной скорости на входе в РК, от неё зависит расход воздуха при выборе площади поперечного сечения F_1, она составляет 180..230 м/с для первых ступеней, 110..140 м/с для последних;

– коэффициент расхода $\bar{c}_a = \dfrac{c_a}{u_K}$; при $\bar{c}_a$=0,4..0,8 лопатки РК технологичны;

– коэффициент затраченного напора, с его помощью оценивается степень использования окружной скорости при передаче воздуху работы $\overline{H}_Z = \dfrac{L_{CT}}{u_{1K}^2} = 0{,}2...0{,}35$;

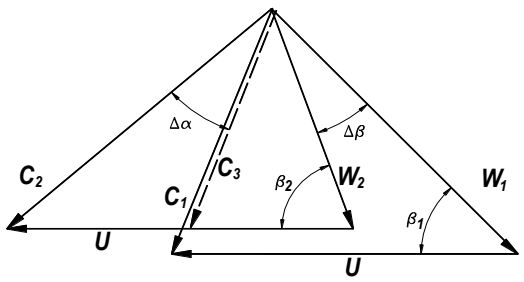


Рисунок 3.5 - План скоростей ступени осевого

– коэффициент изоэнтропического напора $\overline{H}_S = \dfrac{L_{S_CT}}{u_{1K}^2}$;

– приведённая относительная скорость на входе в РК $\lambda_{W_1} = \dfrac{w_1}{18{,}32\sqrt{T_{W_1}^*}}$,

$T_{W_1}^* = T_1 + \dfrac{w_1^2}{2 \cdot c_P}$;

– приведённая абсолютная скорость на выходе из РК $\lambda_{C_2} = \dfrac{c_2}{18{,}32\sqrt{T_{C_2}^*}}$,

$T_{C_2}^* = T_2 + \dfrac{c_2^2}{2 \cdot c_p}$.

– Если $\lambda_{W_1} < 0{,}9$ и $\lambda_{C_2} < 0{,}9$, то ступень дозвуковая;

– Если $\lambda_{W_1} = 0{,}9..1{,}10$ и $\lambda_{C_2} = 0{,}9..1{,}10$, трансзвуковая;

– Если $\lambda_{W_1} = 1{,}10..1{,}35$ и $\lambda_{C_2} = 1{,}10..1{,}35$, сверхзвуковая.

3.4.3 Энергетические параметры

3.4.3.1 Степень сжатия компрессора

Степень сжатия $\pi_{\text{к}}^{*}$ равна отношению давления на выходе из компрессора к давлению на входе и показывает во сколько раз возрастает давление в компрессоре:

$$\pi_{\text{к}}^{*} = \frac{\text{p}_{\text{к}}^{*}}{\text{p}_{\text{в}}^{*}} \qquad (13)$$

3.4.3.2 Преобразование энергии в ступени компрессора

С точки зрения термодинамики в компрессоре происходит процесс сжатия газа (рисунок 3.6). Кривая «*ВК*$_s$» соответствует изоэнтропическому (идеальному) сжатию. Величина изоэнтропической работы L_{ks} на диаграмме равна площади фигуры *«В-1-2-К*$_s$*»*.

$$L_{ks} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{в}} \left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{\text{k}-1}{\text{k}}} - 1 \right) \qquad (14)$$

В реальном политропическом процессе, вследствие трения слоев газа друг о друга, выделяется тепло, в результате $T_{\text{к}} > \text{T}_{\text{к}s}$. Работа сжатия в политропическом процессе $L_{\text{ПС}}$ равна площади фигуры *«В-2-1-К»*. Эта площадь больше площади соответствующей идеальной работе. То есть $L_{ks} < L_{\text{ПС}}$. Разница между этими работами называется дополнительной работой на объемное сжатие ΔL_V (площадь фигуры *«К-В-К*$_s$*»*) и вызвана тем, что нагретый газ сжать труднее. Как видно из уравнения (14) с ростом температуры в компрессоре работа сжатия увеличивается.

Трение слоев газа в проточной части имеет двойное отрицательное воздействие. Во-первых, необходимо затратить работу на преодоление сил трения $L_{r(\text{В}-\text{К})}$, в результате выделится тепло Q_{BK}. Затем нужно совершить дополнительную работу ΔL_V для сжатия более нагретого газа.

То есть работа сжатия в компрессоре равна:

$$L_k = L_{ks} + L_{r(\text{В}-\text{К})} + \Delta L_V \qquad (15)$$

P-v диаграмма не позволяет оценить все составляющие последнего выражения. Поэтому для анализа применяется *T-S*-диаграмма (рисунок 3.7). Идеальный

процесс сжатия, происходящий без трения на диаграмме изображается в виде вертикального отрезка *«ВК$_s$»*. Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа «*ВК*».

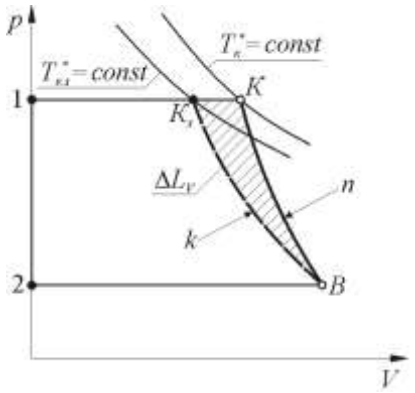


Рисунок 3.6 – *p-v* диаграмма процесса сжатия

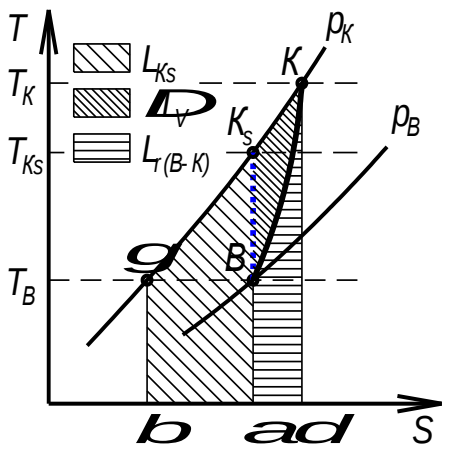


Рисунок 3.7 – *T-S* диаграмма процесса сжатия

Тепло $Q_{ВК}$, выделившееся в результате преодоления трения на участке «*ВК*», равно площади под политропой «*ВК*» (фигура *«a-B-K-d»*). Указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{r(\text{В}-\text{К})}$. Суммарная работа компрессора L_k равна площади под изобарой $\text{p}_\text{к} = const$ (фигура «*b-g-K-δ*»). Изоэнтропическая работа L_ks характеризуется площадью *«b-g-K$_s$-a»*. Сопоставляя члены уравнения (15) с установленными значениями площадей получаем, что работа объемного сжатия ΔL_V равна площади фигуры «*K-B-K$_s$*».

Рассматривая реальный и идеальный процесс в *T-S* диаграмме запишем:

$$L_k = \text{c}_\text{p}(\text{T}_\text{к} - \text{T}_\text{в}) \qquad (16)$$

$$L_{ks} = \text{c}_\text{p}(\text{T}_{\text{к}s} - \text{T}_\text{в}) \qquad (17)$$

Здесь c_p– это средние значение теплоёмкости рабочего тела (воздуха) при постоянном давлении в интервалах температур $(\text{T}_{\text{к}s} - \text{T}_\text{в})$ и $(\text{T}_\text{к} - \text{T}_\text{в})$.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен в другой форме. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от привода через вал к лопаткам РК, а на втором этапе от лопаток передается потоку.

Мощность, подводимая от привода к валу РК называется затраченной $N_{\text{т}}$. Поделив ее на расход воздуха через компрессор $G_{\text{в}}$ получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела проходящий через компрессор:

$$H_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{в}}} \qquad (18)$$

В компрессоре эта удельная работа называют ***затраченным напором***. Полученная энергия по валу и диску перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности $N_{\text{тр}}$ теряется на преодоление трения диска о газ и механических потерь, связанных с деформацией элементов ротора и трением в подшипниках. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела $N_{\text{ут}}$. Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса N_u. Если ее поделить на расход воздуха, то можно найти работу на окружности РК, которая согласно уравнению момента количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_{\text{в}}} = (u_2 \text{c}_{2u} - u_1 \text{c}_{1u}). \qquad (19)$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение его потенциальной или кинетической энергии. Часть мощности расходуется на преодоление трения в ПЧ компрессора N_r. Часть энергии тратится на сжатие более нагретого вследствие потерь газа ΔN_V. Оставшаяся энергия подводится к рабочему телу и идет на его сжатие. Это мощность изоэнтропического сжатия $N_{ks} = \text{G}_{\text{в}} L_{ks}$, которую можно найти с помощью уравнения (14).

Описанный процесс преобразования энергии можно изображить схематически.

$$\begin{array}{ccccccccccc}
\text{N}_{\text{т}} & \rightarrow & & \rightarrow & & \rightarrow & \text{N}_{\text{u}} & \rightarrow & & \rightarrow & & \rightarrow & N_{ks} \\
 & & \downarrow & & \downarrow & & & & \downarrow & & \downarrow & & \\
 & & \text{N}_{\text{тр}} & & \text{N}_{\text{ут}} & & & & \text{N}_{\text{r}} & & \Delta\text{N}_{\text{V}} & &
\end{array}$$

Совершенство процесса преобразования механической энергии в потенциальную энергию сжатых газов в ступени компрессора оценивается ***коэффициентом полезного действия (КПД)***.

КПД компрессора это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа идеального компрессора L_{ks}. Затраченная работа – работа,

подведенная к компрессору от источника мощности – затраченный напор H_z. Для ступеней современных компрессоров величина дисковых потерь и утечек в зазорах обычно не превышает *2%*. Поэтому на этапе предварительных расчетов в качестве затраченной работы принимают работу на окружности колеса L_u,..

$$H_{\text{Т}} = (u_2 \text{c}_{2u} - u_1 \text{c}_{1u}) \tag{20}$$

$$H_{\text{т}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2}{2} + L_{r1-2} \tag{21}$$

Говоря про КПД компрессора, подразумевают ***изоэнтропический КПД***, или «***адиабатический КПД***». Изоэнтропический КПД компрессора определяется как отношение минимальной работы, которая нужна для повышения давления к действительной работе, которая при сжатии совершается:

$$\eta_{\text{к}} = \frac{L_{ks}}{L_k} = \frac{\text{c}_{\text{р}}(\text{Т}_{\text{к}s} - \text{Т}_{\text{в}})}{\text{c}_{\text{р}}(\text{Т}_{\text{к}} - \text{Т}_{\text{в}})} = \frac{T_{\text{в}}\left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\text{Т}_{\text{к}} - \text{Т}_{\text{в}}} \tag{22}$$

Изоэнтропический КПД соответствует отношению площади фигуры *«β-γ-К$_s$-α»* к площади *«β-γ-К-δ»* на T-S диаграмме.

Когда для компрессора требуется оценить уровень потерь энергии на трение $L_{r(\text{В}-\text{К})}$ или для оценки степень совершенства ПЧ, то пользуются ***политропическим КПД***:

$$\eta_{\text{кп}} = \frac{L_{\text{ПС}}}{L_{\text{ПС}} + L_{r(\text{В}-\text{К})}}, \tag{23}$$

где $L_{\text{ПС}}$ работа политропического сжатия.

Политропический КПД соответствует отношению площади фигуры *«β-γ-К-В-α»* к площади *«β-γ-К-δ»* на *T-S* диаграмме.

Сравнивая площади на *T-S* диаграмме для изоэнтропической и политропической работы сжатия, видим, что $\eta_{\text{к}} < \eta_{\text{кп}}$.

Для компрессора ГТУ, КПД рассматривается по параметрам торможения:

$$\eta_{\text{к}}^{*} = \frac{L_{\text{к}s}^{*}}{L_{\text{к}}^{*}} = \frac{\text{c}_{\text{р}}(T_{\text{к}s}^{*} - T_{\text{в}}^{*})}{\text{c}_{\text{р}}(T_{\text{к}}^{*} - T_{\text{в}}^{*})} = \frac{T_{\text{в}}^{*}\left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{T_{\text{к}}^{*} - T_{\text{в}}^{*}} \qquad (24)$$

3.4.4 Степень реактивности

Механическая работа к рабочему телу подводится только в РК. Часть этой работы расходуется на повышение давления в РК, а другая на увеличение кинетической энергии сжатие в нем, часть которой потом преобразовывается в потенциальную энергию в НА.

Величина равная отношению работы сжатия в РК к теоретическому напору в ступени компрессора называется степенью реактивности $\rho_{\text{к}}$.

$$\rho_{\text{к}} = \frac{\int_1^2 \frac{dp}{\rho}}{H_{\text{Т}}} \qquad (25)$$

Эта величина характеризует распределение работ сжатия между РК и НА.

Работа сжатия в РК без учета гидравлических потерь равна:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \qquad (26)$$

С учетом формул (26) и (21) выражение (25) примет следующие виды:

$$\rho_{\text{к}} = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2)}{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)} \qquad (27)$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}{(u_2\text{c}_{2u} - u_1\text{c}_{1u})} \qquad (28)$$

$$\rho_{\text{к}} = 1 - \frac{\text{c}_2^2 - \text{c}_1^2}{2\text{H}_{\text{т}}} \qquad (29)$$

Чем меньше степень реактивности $\rho_{\text{к}}$, тем большая часть теоретического напора $H_{\text{т}}$ тратится на разгон потока в рабочем колесе. Низкая степень

реактивности не выгодна, так как этим вызывается повышенные потери в выходной системе.

Согласно (25), (27), (28), (29) $\rho_к = 0…1$. По величине $\rho_к$ ступени компрессора делятся:

- на ступени, у которых $\rho_к = 0$ называются активными;
- на ступени, у которых $\rho_к = 1$ называются чисто реактивными;
- на ступени, у которых $1 > \rho_к > 0$ называются реактивными.

При $\rho_к = 0$, $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = 0$, следовательно давление в рабочем колесе не меняются $p_1 = p_2$, ровно как и относительные скорости $w_1 = w_2$. Равенство скоростей обеспечивается за счет постоянной площади проходного сечения межлопаточного канала РК (рисунок 3.8).

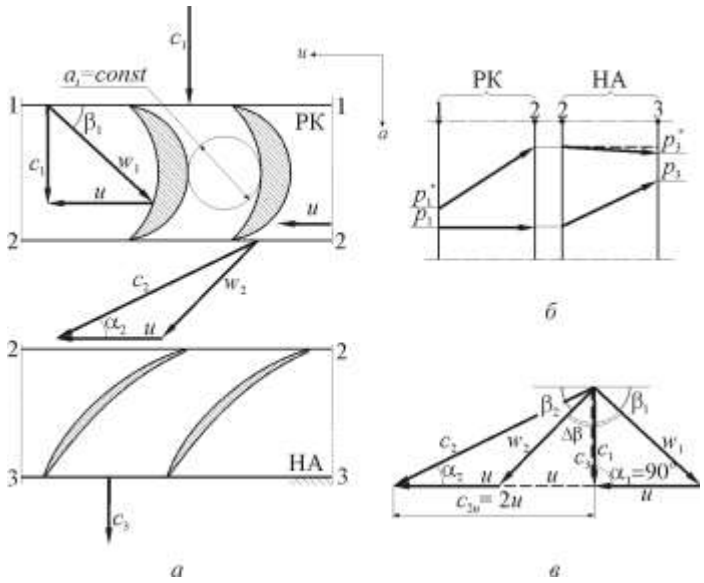
В активной ступени все сжатие рабочего тела происходит в выходной системе, а РК выполняет только функции подвода механической работы и проталкивания рабочего тела. Вся подводимая в РК работа расходуется на повышение кинетической энергии $c_i^2/2$.

Каналы НА активной ступени имеют большую степень диффузорности, что приводит к большим потерям энергии при торможении потока. Данное обстоятельство ограничивает область применения активных ступеней.

В чисто реактивной ступени ($\rho_к = 1$) сжатие происходит только в РК, в выходной системе изменения давления и абсолютной скорости не происходит $p_3 = p_2$ и $c_3 = c_2$. Это достигается за счет того, что межлопаточные каналы НА имеют неизменную площадь проходного сечения на всем протяжении (рисунок 3.9).

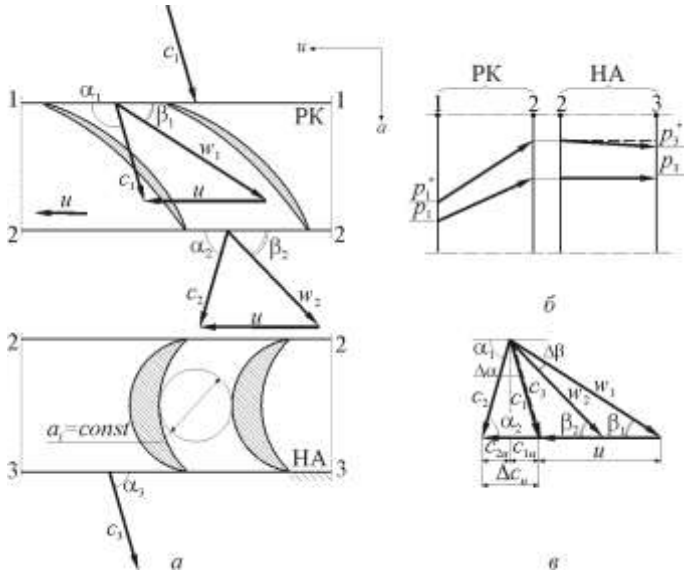
Реализация всего сжатия в РК, приводит к существенному торможению потока в относительном движении для чего межлопаточные каналы РК должны иметь большую диффузорность. Это в свою очередь обуславливает высокий уровень потерь энергии в РК. По этой причине применение таких ступеней носит ограниченный характер.

Для чисто реактивных ступеней необходимо чтобы $c_{2u} = -c_{1u}$. Такие ступени должны иметь предварительную закрутку потока, направленную против вращения РК.



а) элементарные решетки ступени; *б)* изменение давления в ступени; *в)* план скоростей

Рисунок 3.8 - Схема активной ступени осевого компрессора $(\boldsymbol{\rho}_{\text{к}} = \mathbf{0})$



а) элементарные решетки ступени; *б)* изменение давления в ступени; *в)* план скоростей

Рисунок 3.9 - Схема чисто реактивной ступени осевого компрессора $(\boldsymbol{\rho}_{\text{к}} = \mathbf{1})$

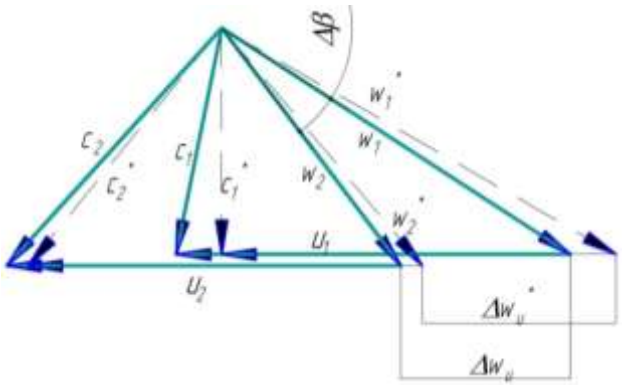
3.5 Закрутка потока на входе в ступень компрессора

Если поток воздуха, входящий в компрессор, сразу попадает в РК (отсутствует ВНА), то вектор скорости на входе c_1 имеет осевое направление ($c_1 = c_{1a}$). То есть, $\alpha_1 = 90°$. План скоростей осевой ступени без закрутки потока показан на рисунке 3.10. пунктиром.

Если направление потока на входе отличается от осевого направления, у абсолютной скорости появляется окружная составляющая c_{1u}, которая называется ***предварительной закруткой***. Если направление проекции c_{1u} совпадает с направлением окружной скорости u_1, то закрутка считается положительной $c_{1u} > 0$, если направление указанных векторов скоростей противоположно, то закрутка считается отрицательной $c_{1u} < 0$. Закрутка потока на входе в РК создается с помощью ***входного направляющего аппарата*** (ВНА).

Рассмотрим, как влияет положительная закрутка на рабочий процесс в ступени компрессора при неизменной частоте вращения ротора n, расходе рабочего тела $G_в$ и угле поворота потока в РК $\Delta\beta$ (рисунок 3.10 (сплошная линия)).

Введение положительной закрутки приводит к уменьшению относительной скорости w_1 на входе в РК. Она во многом определяет уровень потерь в РК, поэтому ее снижение приводит к уменьшению потерь и росту КПД компрессора. Но при применении положительной закрутки второй член уравнения (20) ($u_1 c_{1u}$) увеличивается (при отсутствии закрутки он = нулю), что приводит к уменьшению затраченного напора $H_Т$. Это подтверждается уменьшением разности проекций Δw_u, которая для осевых компрессоров прямо пропорциональна $H_Т$ (рисунок 3.10).

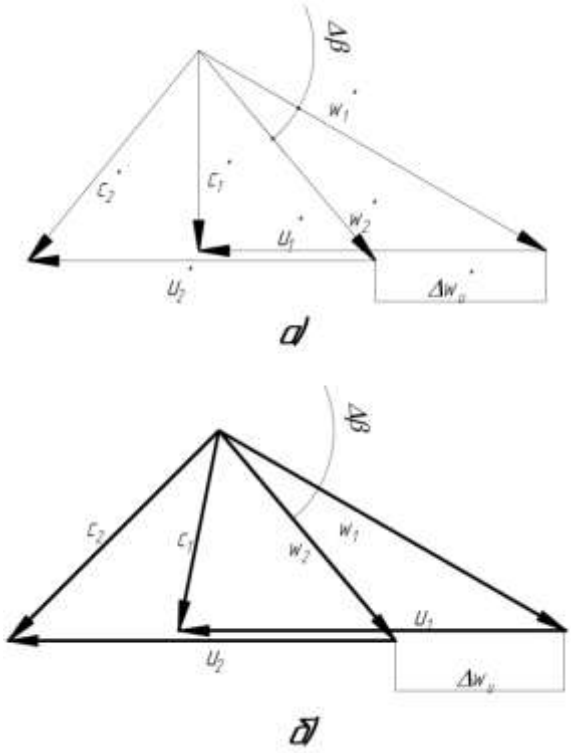


Пунктирная линия – ступень без закрутки $c_{1u} = 0$
Сплошная линия – ступень с положительной закруткой $c_{1u} > 0$

Рисунок 3.10 - Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки

Положительную закрутку можно выполнить таким образом, чтобы величина скорости потока в относительном движении не менялась $w_1 = w_1^*$. Это позволит сохранить уровень потерь и КПД на исходном уровне. Равенства относительных скоростей в этом случае достигается за счет увеличения частоты вращения ротора и окружной скорости ($u_1 > u_1^*$ и $u_2 > u_2^*$). При этом возрастут и абсолютные скорости ($c_1 > c_1^*$ и $c_2 > c_2^*$). Изменение планов скоростей осевых компрессоров при этом показано на рисунке 3.11.

Если угол поворота потока в РК $\Delta\beta$ при этом оставить неизменным, то разность проекций Δw_u останется неизменной (рисунок 3.11). Это факт вместе с увеличением окружной скорости говорит о увеличении затраченного напора $H_\text{Т} = u\Delta w_u$ и в конечном итоге степени сжатия $\pi_\text{к}^*$. Увеличение $H_\text{Т}$ при неизменной работе сжатия в РК (т.к. $\Delta w_u = const$) приведет к снижению степени реактивности $\rho_\text{к}$.



а – ступень без закрутки $c_{1u} = 0$

б – ступень с положительной закруткой и неизменной относительной скоростью $c_{1u} > 0$

Рисунок 3.11 - Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки при неизменной относительной скорости w_1

3.6 Условия совместной работы элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах

Действительная ступень объёмна, трёхмерна. Её можно представить как совокупность бесконечно большого числа элементарных ступеней. Рассмотрим принципиальные отличия в рабочем процессе элементарных ступеней на различных радиусах. Выделим три радиуса ($r_{ВТ}, r_{СР}, r_{П}$) и построим для них треугольники скоростей на входе в РК (рисунок 3.12).

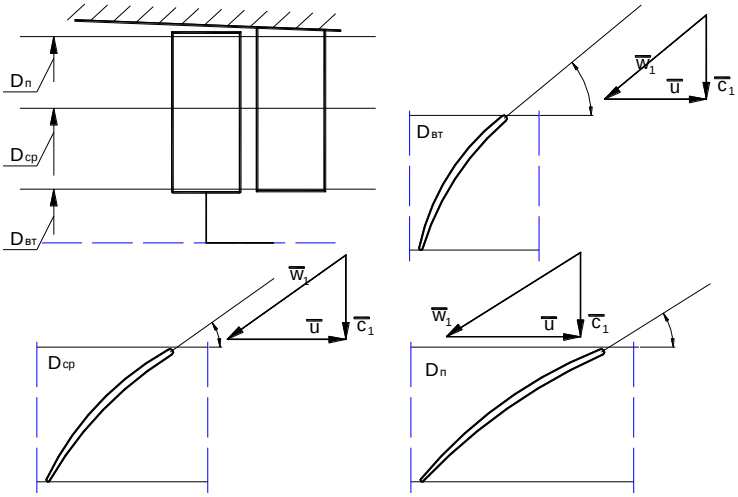


Рисунок 3.12 – К определению совместной работы элементарный ступеней на различных радиусах

С увеличением r_i возрастает окружная скорость $u = \omega \cdot r$. Если предположить, что c_1 по радиусу не изменяется, то увеличение u вызывает уменьшение угла β_1, этот угол уменьшается от корня к концу лопаток. Чтобы иметь оптимальный угол атаки по всей высоте лопатки, надо уменьшать лопаточные углы $\beta_{1Л}$ от втулки к периферии лопаток.

Для достижения высокого КПД ступени необходимо учитывать её работу в условиях трехмерного потока, т.е. учитывать изменения параметров потока в заданном сечении с изменением радиуса. Стараются спроектировать ступень так, чтобы течение рабочего тела в ней происходило по цилиндрическим коаксиальным поверхностям, когда $c_r = 0$. Слоистое течение возможно даже при наличии роста давления по радиусу. Это позволит использовать *уравнение радиального равновесия*

$$\frac{dp}{dr} = \rho \cdot \frac{c_U^2}{r}. \qquad (2.1)$$

Оно показывает, как изменяется давление с изменением радиуса. Из этого уравнения следует, что с увеличением радиуса давление растёт, и тем быстрее, чем больше ρ и центробежное ускорение $\frac{c_U^2}{r}$.

Чтобы установить изменение скорости потока по высоте лопаток, надо из уравнения радиального равновесия исключить величину давления. Для этого запишем уравнение сохранения энергии для струйки тока в осевом зазоре за РК. Механическая работа в зазоре не совершается ($L = 0$), потерями пренебрегаем ($L_{\text{г}} = 0$), индексы 1 и 2 соответствуют входу в осевой зазор и выходу из него.

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0$$

В такой форме оно справедливо только вдоль поверхности (струйки) тока. Если принять допущение, что процесс изменения состояния для всех струек протекает по одной и той же политропе, то уравнение можно продифференцировать по радиусу:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dr} + \frac{1}{2}\frac{dc^2}{dr} = 0$$

Подставим значение $\frac{dp}{dr}$ из уравнения радиального равновесия, получим

$$\frac{c_U^2}{r} + \frac{1}{2}\frac{dc^2}{dr} = 0.$$

Поскольку $c^2 = c_{\text{а}}^2 + c_U^2$, то

$$\frac{c_U^2}{r} + \frac{1}{2}\frac{dc_{\text{а}}^2}{dr} + \frac{1}{2}\frac{dc_U^2}{dr} = 0 \qquad (2.2)$$

Уравнение (2.2) связывает скорость потока в элементарной ступени и радиус, на котором элементарная ступень расположена. В него входят две неизвестные величины – c_U и $c_{\text{а}}$. Для его решения одна из переменных должна быть задана. В лопаточных машинах обычно задаются функцией $c_u = f(r)$. Такие зависимости называются законами закрутки:

- закон постоянной циркуляции $c_u \cdot r = const$;
- закон постоянной реактивности $\rho = const$;
- закон твёрдого тела $\frac{c_u}{r} = const$.

3.6.1 Ступень с постоянной циркуляцией

Этот закон называется законом свободного вихря. Он определяет условие безвихревого течения, когда внутреннее трение между отдельными слоями газа отсутствует, что обеспечивает меньшие потери энергии и больший КПД ступени.

У этих ступеней выполняются соотношения: $c_{1u} \cdot r = const$, $c_{2u} \cdot r = const$.

Рассмотрим сечение 1-1 на входе в РК (рисунок 3.13).

– c_{1u}: Если r возрастает, то c_{1u} уменьшается, это следует из закона закрутки.

– c_{1a}: Подставим в уравнение (2.2) значение $c_{1u} = const / r$, получим $\frac{dc_a^2}{dr} = 0$, следовательно, $c_{1a} = const$ - не изменяется с увеличением радиуса.

– c_1: $c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$, следовательно, если r возрастает, то c_1 уменьшается.

– α_1: Рассмотрим треугольник скоростей на входе в РК. $\alpha_1 = arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$. С ростом радиуса c_{1u} уменьшается, $\frac{c_{1a}}{c_{1u}}$ возрастает, $\rightarrow \alpha_1$ возрастает.

– w_1: $w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}$ Если r возрастает $\rightarrow u_1$ возрастает, а c_{1u} убывает $\rightarrow$ $(u_1 - c_{1u})$ возрастает $\rightarrow w_1$ возрастает .

– β_1: $\beta_1 = arctg \frac{c_{1a}}{(u_1 - c_{1u})}$ Если r возрастает $\rightarrow u_1$ возрастает, а c_{1u} убывает $\rightarrow$ $(u_1 - c_{1u})$ возрастает $\rightarrow c_{1a}$ постоянна $\rightarrow \frac{c_{1a}}{(u_1 - c_{1u})}$ убывает $\rightarrow \beta_1$ уменьшается.

Изменения параметров ступени в сечении 1-1 при увеличении r представлены на рисунке 3.14.

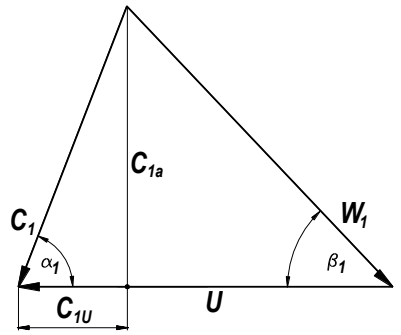


Рисунок 3.14 - Изменение параметров в сечении 1-1 при увеличении r

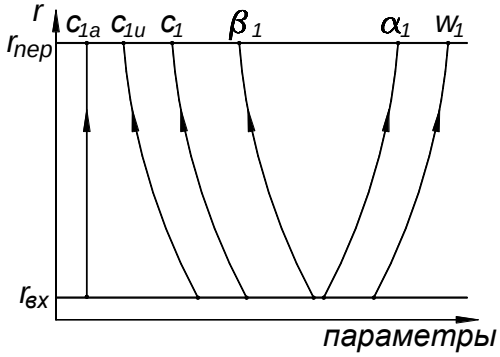


Рисунок 3.13 – Треугольник скоростей на входе в РК

Рассмотрим сечение 2-2 на выходе из РК (рисунок 3.15).

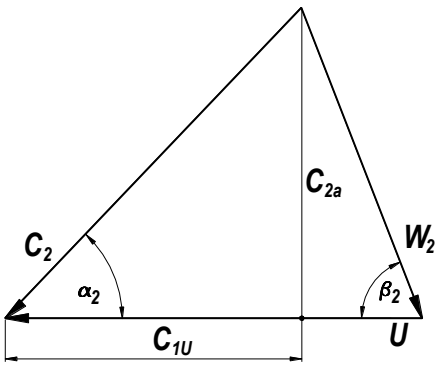


Рисунок 3.15 – Треугольник скоростей на выходе из РК

– c_{2u}: Если r возрастает, то c_{2u} уменьшается, это следует из закона закрутки.

– c_{2a}: Аналогично c_{1a} - $c_{2a} = const$ - не изменяется с увеличением радиуса.

– c_2: $c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$, следовательно, если r возрастает, то c_2 уменьшается.

– α_2: Рассмотрим треугольник скоростей на выходе из РК. $\alpha_2 = arctg\dfrac{c_{2a}}{c_{2u}}$. С ростом радиуса c_{2u} уменьшается, $\dfrac{c_{2a}}{c_{2u}}$ возрастает, следовательно, α_2 возрастает.

– w_2: $w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$ Если r возрастает $\rightarrow$ u_2 возрастает, а c_{2u} убывает $\rightarrow$ $(u_2 - c_{2u})$ возрастает $\rightarrow$ w_2 увеличивается .

– β_2: $\beta_2 = arctg\dfrac{c_{2a}}{(u_2 - c_{2u})}$ Если r возрастает $\rightarrow$ u_2 возрастает, c_{2u} убывает $\rightarrow$ $(u_2 - c_{2u})$ возрастает $\rightarrow$ c_{2a} = const $\rightarrow$ $\dfrac{c_{2a}}{(u_2 - c_{2u})}$ убывает $\rightarrow$ β_2 уменьшается.

Картина изменения параметров аналогична.

<u>Изменение общих параметров ступени</u>

– Теоретический напор ступени

$$H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = c_{2u} \cdot u - c_{1u} \cdot u = \omega(c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1)$$

Таким образом, по закону закрутки $H_T = const$. Постоянство теоретического напора по радиусу обусловливает минимальный тепломассообмен между различными струйками рабочего тела на выходе из РК.

– Закрутка на лопатках РК. $H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta c_u$;

Δc_u - закрутка потока на лопатках РК. $\Delta c_u = \frac{H_T}{u}$. С увеличением радиуса растёт окружная скорость, закрутка уменьшается.

– Степень реактивности. $\rho_{CT} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u}$. С увеличением радиуса c_{2u} уменьшается, c_{1u} тоже уменьшается, u возрастает, следовательно, степень реактивности ступени ρ_{CT} увеличивается. Большое значение степени реактивности на периферии означает, что на периферийных участках РК есть большой перепад давления, что влечёт большие потери на утечку.

<u>Достоинства и недостатки ступени с постоянной циркуляцией.</u>

Закон профилирования $c_u \cdot r = const$ имеет следующие преимущества:

– отсутствие внутреннего трения между отдельными слоями газа, а отсюда и высокий КПД ступени;
– возможность выполнения конструкции без входного направляющего аппарата (поскольку допустим осевой вход).

Недостатки закона:

– интенсивное возрастание w_1 к концу лопаток при длинных лопатках может привести к сверхзвуковому обтеканию лопаток на периферии;
– высокие утечки в радиальный зазор, вызванные ростом степени реактивности к периферии лопаток;
– возможность появления отрицательных значений степени реактивности у корня лопаток;
– сложность изготовления лопатки, так как её перо получается сильно закрученным.

Эти недостатки особенно сильно проявляются на относительно длинных лопатках. Поэтому обычно для лопаток первых ступеней компрессоров применяют другие законы закрутки, а закон постоянной циркуляции используют для профилирования средних и последних ступеней компрессоров.

3.6.2 Ступень с постоянной реактивностью

Рост относительной скорости w_1 к периферии лопаток – главный недостаток ступеней с постоянной циркуляцией. Эту скорость можно уменьшить, если

выполнять предварительную закрутку потока, увеличивая c_{1U} от корня лопатки к периферии при условии $u = const$ (рисунок 3.16).

Следовательно, для снижения w_1 к концевой части лопаток надо профилировать по закону, при котором c_{1U} увеличивается к периферии.

При таком законе не будет и уменьшения ρ_{CT} к корню лопатки: $\rho_{CT} = 1 - \frac{c_{1U}}{u} - \frac{\Delta w_U}{2u}$.

Для уменьшения энергомассообмена между слоями газа в ступени целесообразно на всех радиусах сообщать воздуху одинаковую энергию: $L_U = const$.

Наиболее распространённой ступенью, где c_{1U} растёт от втулки к периферии лопаток при $L_U = const$, является ступень с постоянной степенью реактивности.

Для выполнения условия $\rho_{CT} = const$ должны выполняться два условия: $L_U = u \cdot \Delta w_U = const$ и $\rho_{CT} = 1 - \frac{c_{1U}}{u} - \frac{\Delta w_U}{2u} = const$. Решим эти два уравнения относительно c_{1U} и c_{2U}:

$$c_{1U} = u(1 - \rho_{CT}) - \frac{\Delta w_U u}{2u} \text{ или } c_{1U} = u(1 - \rho_{CT}) - \frac{L_U}{2u}. \qquad (2.3)$$

$$\Delta w_U = \Delta c_U = c_{2U} - c_{1U}, \text{ откуда } c_{2U} = c_{1U} + \Delta w_U.$$

Следовательно, $c_{2U} = u(1 - \rho_{CT}) - \frac{L_U}{2u} + \Delta w_U = u(1 - \rho_{CT}) - (L_U - 2\Delta w_U u)/2u$;

$$c_{2U} = u(1 - \rho_{CT}) + \frac{L_U}{2u}. \qquad (2.4)$$

Из формулы (2.3) следует, что при $L_U = const$ и $\rho_{CT} = const$ с ростом радиуса c_{1U} увеличивается.

В ступени давление растёт по радиусу к периферии, следовательно, снижается величина абсолютной скорости потока. Поскольку c_U к периферии увеличивается, следовательно, c_a неизбежно будет уменьшаться. Найдём закон изменения c_a по радиусу (т.е. законы изменения c_{1a} и c_{2a}), для чего в формулу (2.2) подставим c_{1U} и c_{2U} из выражений (2.3) и (2.4).

Получим дифференциальное уравнение для c_{1a}:

$$\frac{dc_{1a}^2}{dr} = 2(1-\rho_{CT})\frac{L_U}{r} - 4\omega^2(1-\rho_{CT})^2 r$$

Проинтегрировав это уравнение вдоль радиуса, получим:

$$c_{1a} = \sqrt{c_{1a_CP}^2 - 2(1-\rho_{CT})^2\left(u^2 - u_{CP}^2\right) + 2(1-\rho_{CT})L_U \ln\frac{r}{r_{CP}}}\ .$$

$$c_{2a} = \sqrt{c_{2a_CP}^2 - 2(1-\rho_{CT})^2\left(u^2 - u_{CP}^2\right) - 2(1-\rho_{CT})L_U \ln\frac{r}{r_{CP}}}$$

Часто в расчётах принимают осевые скорости перед РК и за ним равными среднему значению величин c_{1a} и c_{1a}:

$$c_a = \sqrt{c_{a_CP}^2 - 2(1-\rho_{CT})^2\left(u^2 - u_{CP}^2\right)} \qquad (2.5)$$

Из (2.5) следует, что при $\rho_{CT} = const$ величина c_a интенсивно уменьшается от корня к периферии лопаток.

На рисунке 3.17 представлено изменение параметров потока по радиусу при законе $\rho_{CT} = const$, пунктиром покажем параметры потока в ступени с постоянной циркуляцией .

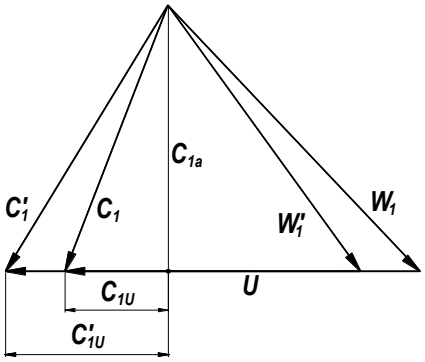


Рисунок 3.16 – Треугольник скоростей ступени с закрутокй

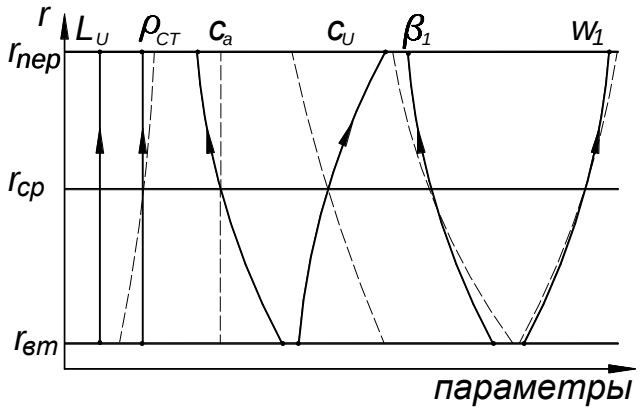


Рисунок 3.17 - Изменение параметров потока по радиусу при законе $\rho_{CT} = const$

Отметим, что характерное для закона $\rho_{CT} = const$ снижение c_{1U} к корню лопатки имеет следствием менее интенсивное изменение угла β_1 по длине лопатки, т.е. перо лопатки менее закручено, а следовательно, более технологично.

Основным недостатком ступени с постоянной степенью реактивности является необходимость ВНА, обеспечивающего заданное изменение c_{1U} по высоте лопатки.

3.7 Рабочий процесс центробежного компрессора

3.7.1 Схема ступени центробежного компрессора

Ступенью ЦБК (рисунок 3.18) называется совокупность входного устройства (ВУ), вращающегося рабочего колеса (РК), за ним неподвижного безлопаточного (БЛД) и лопаточного диффузора (ЛД) и выходного устройства (ВыхУ). Ступень делится расчётными сечениями 0-0, 1-1, 2-2, 3-3, 4-4, 5-5.

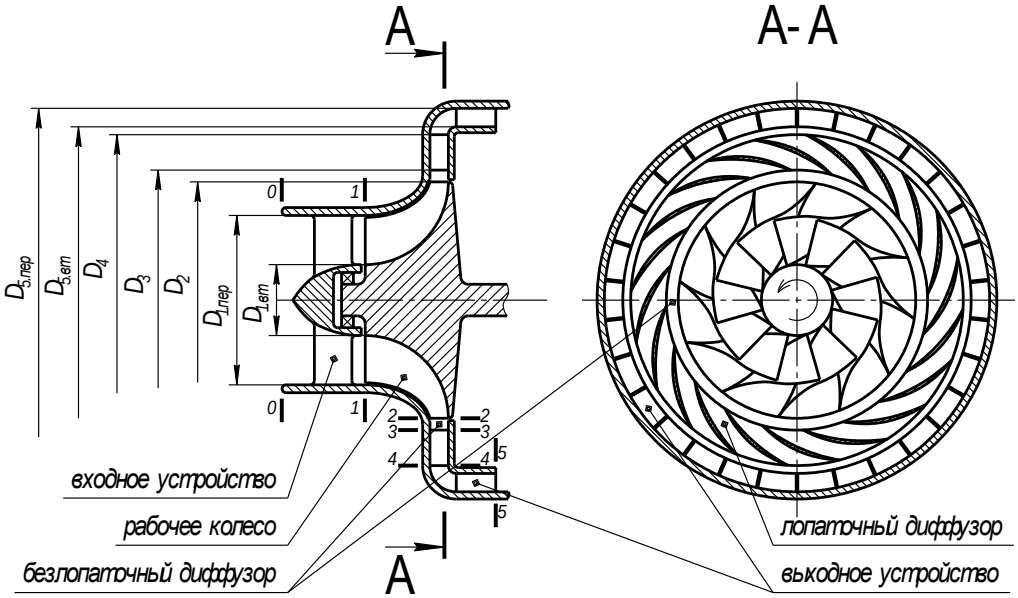


Рисунок 3.18– Схема ступени ЦБК

3.7.2 Преимущества и недостатки ЦБК

Преимущества: производство относительно просто, хорошая безотказностью в эксплуатации, со временем мало снижаются показатели π_K^* и η_K, малочувствительны к загрязнению при эксплуатации, хорошо воспринимают механическое повреждение, π_K^* может достигать высоких значений.

Недостатки: трудно создать многоступенчатый ЦБК без заметного роста массы и диаметральных размеров, КПД многоступенчатого ЦБК намного ниже, чем КПД ступени. Также максимальный диаметр ЦБК возрастает прямо пропорционально расходу воздуха G_B. Третьим недостатком является более низкий КПД по сравнению с КПД ОК имеющий такой же расход воздуха G_B и степень повышения давления π_K^*. Поэтому ЦБК чаще используется

в малоразмерных ГТД, в турбовальных двигателях (ТВаД) или на месте последней ступени компрессора высокого давления больших ГТД.

3.7.3 Относительные безразмерные параметры

Относительные безразмерные параметры удобны при расчёте и для сравнения ЦБК. Их встречается 3 вида: отнесённые к $u_2{}^2$, к u_2 и к D_2.

Изоэнтропическую работу в относительной форме называют коэффициентом изоэнтропического напора или **гидравлическим** КПД:

$$\overline{H} = \frac{L^*_{Ks}}{u_2{}^2} \qquad \textbf{(1)}$$

Теоретический напор H_T в относительной форме носит название коэффициент теоретического напора:

$$\overline{H}_T = \frac{H_T}{u_2{}^2} \qquad \textbf{(2)}$$

Полная работа, затраченная на вращение рабочего колеса H_Z, называется в относительной форме коэффициентом затраченного напора (нагрузки), $H_Z = L_K$:

$$\overline{H}_Z = \frac{H_Z}{u_2{}^2} = \frac{L_K}{u_2{}^2} = \frac{\overline{H}}{\eta_K} = \frac{L^*_{Ks}}{\eta_K \cdot u_2{}^2} \qquad \textbf{(3)}$$

Для перечисленных коэффициентов, изоэнтропического и политропического КПД компрессора справедливо неравенство: $\overline{H} < \overline{H}_Z < \eta_K < \eta_{Kn}$.

В расчёте скорость «с чертой», значит, что она отнесена к скорости u_2, то есть:

$$\overline{c}_{r2} = \frac{c_{r2}}{u_2} \qquad \textbf{(4)}$$

Диаметральный размер «с чертой», значит, что он отнесён к диаметру D_2:

$$\overline{D}_{1.пер} = \frac{D_{1.пер}}{D_2} \qquad \textbf{(5)}$$

3.7.4 Степень реактивности ступени ЦБК

Найдём от чего зависит степень реактивности ступени ЦБК:

$$\rho_K = \frac{w_1^{\ 2} - w_2^{\ 2} + u_2^{\ 2} - u_1^{\ 2}}{2 \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1})} = \frac{2 \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) - (c_2^{\ 2} - c_1^{\ 2})}{2 \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1})} \qquad \textbf{(6)}$$

Будем считать, что отсутствует закрутка потока на входе в ступень, $c_{u1} = 0$. В силу того, что $c_2^{\ 2} >> c_1^{\ 2}$ пренебрежём членом $c_1^{\ 2}$. Уравнение (6) принимает вид:

$$\rho_K = \frac{2 \cdot u_2 \cdot c_{u2} - c_2^{\ 2}}{2 \cdot u_2 \cdot c_{u2}} \qquad \textbf{(7)}$$

Из треугольника скоростей:

$$c_2^{\ 2} = c_{u2}^{\ 2} + c_{a2}^{\ 2} \qquad \textbf{(8)}$$

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} \qquad \textbf{(9)}$$

На выходе из РК ЦБК принято вместо c_{a1} писать c_{r1}, так как воздух выходит не в осевом направлении, а в радиальном. С учётом этого и уравнений (8) и (9):

$$\rho_K = \frac{2 \cdot u_2 \cdot (u_2 - w_{u2}) - (u_2 - w_{u2})^2 - c_{r2}^{\ 2}}{2 \cdot u_2 \cdot (u_2 - w_{u2})}$$

$$\rho_K = \frac{2 \cdot u_2^{\ 2} - 2 \cdot u_2 \cdot w_{u2} - (u_2^{\ 2} - 2 \cdot u_2 \cdot w_{u2} + w_{u2}^{\ 2}) - c_{r2}^{\ 2}}{2 \cdot u_2 \cdot (u_2 - w_{u2})}$$

$$\rho_K = \frac{u_2^{\ 2} - w_{u2}^{\ 2} - c_{r2}^{\ 2}}{2 \cdot u_2 \cdot (u_2 - w_{u2})}$$

Окружная составляющая относительной скорости равняется:

$$w_{u2} = \frac{c_{r2}}{\tan \beta_2} \qquad \textbf{(10)}$$

$$\rho_K = \frac{u_2^{\,2} - \left(\dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)^2 - c_{r2}^{\,2}}{2\cdot u_2\cdot\left(u_2 - \dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)} = \frac{u_2^{\,2} + \dfrac{-c_{r2}^{\,2} - (c_{r2}\cdot\tan\beta_2)^2}{\tan^2\beta_2}}{2\cdot u_2\cdot\left(u_2 - \dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)}$$

$$\rho_K = \frac{u_2^{\,2} + \dfrac{-c_{r2}^{\,2} - c_{r2}^{\,2}\cdot\dfrac{\sin^2\beta_2}{1-\sin^2\beta_2}}{\tan^2\beta_2}}{2\cdot u_2\cdot\left(u_2 - \dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)}$$

$$\rho_K = \frac{u_2^{\,2} - \dfrac{c_{r2}^{\,2}\cdot\cos^2\beta_2}{\sin^2\beta_2} - \dfrac{c_{r2}^{\,2}\cdot\sin^2\beta_2\cdot\cos^2\beta_2}{(1-\sin^2\beta_2)\cdot\sin^2\beta_2}}{2\cdot u_2\cdot\left(u_2 - \dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)} = \frac{u_2^{\,2} - \left(\dfrac{c_{r2}}{\sin\beta_2}\right)^2}{2\cdot u_2\cdot\left(u_2 - \dfrac{c_{r2}}{\tan\beta_2}\right)}$$

$$\rho_K = \frac{1 - \left(\dfrac{\bar{c}_{r2}}{\sin\beta_2}\right)^2}{2\cdot\left(1 - \dfrac{\bar{c}_{r2}}{\tan\beta_2}\right)} \qquad \textbf{\textit{(11)}}$$

По формуле (11) можно определить ρ_K в зависимости от кинематического угла β_2 и относительной скорости $\bar{c}_{r2}$. (рисунок 3.19).

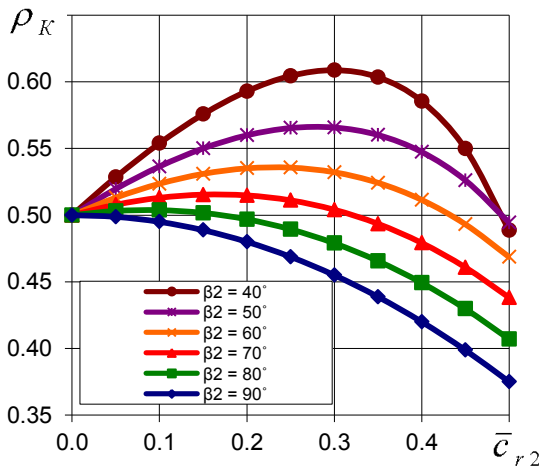


Рисунок 3.19 - Степень реактивности ЦБК

РК ЦБК можно разделить на две группы. У первой $\rho_K < 0{,}5$, большая часть теоретической работы тратится на разгон воздуха, и только малая доля на повышение давления в самом РК (активные колеса). У второй группы $\rho_K > 0{,}5$, большая часть теоретической работы тратится на разгон воздуха, но уже более значительная доля идёт на повышение давления в РК (реактивные колеса). Они выгодны, так как воздух,

выходящий из них, имеет более низкую скорость, что уменьшает потери в диффузоре. Также имеют выше КПД и границу устойчивой работы. Из рисунка 6, видим, что для $\beta_2 = 90°$ нельзя достичь степени реактивности $\rho_K > 0,5$, поэтому такие колеса будут активными. Для реактивного колеса, надо, что бы $\beta_2 < 90°$.

3.7.5 Течение воздуха в ЦБК

Изменение параметров потока воздуха при его течении вдоль проточной части ЦБК покажем схематично (рисунок 3.20).

Входным устройством подводится воздух к рабочему колесу. Скорость воздуха здесь увеличивается до значения c_1 за счёт конфузорности канала, не подводится работа, полная температура воздуха остаётся постоянной, статическая температура несколько падает, полное давление несколько снижается из-за гидравлических потерь, статическое давление падает из-за увеличения скорости воздуха.

В РК ЦБК под действием центробежных сил при вращении и торможения потока в относительном движении воздух сжимается. Скорость *c* увеличивается вследствие воздействия на него лопаток РК. Таким образом, к воздуху в РК подводится работа, и в нём увеличивается полная и статическая температура, полное и статическое давление, и абсолютная скорость.

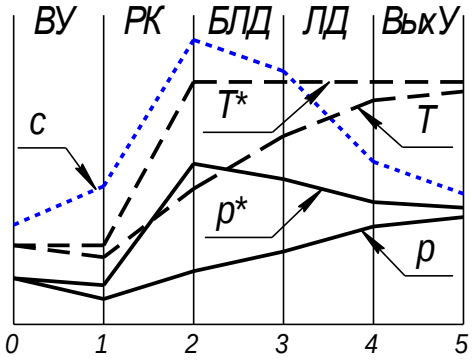


Рисунок 3.20 – Изменение параметров потока по длине проточной части ЦБК

Из РК поступает воздух в БЛД, потом в ЛД. Диффузор служит для преобразования кинетической энергии воздуха в энергию потенциальную. В диффузоре снижается скорость, возрастает статическая температура и статическое давление. РАбота не подводится и не отводится, отвод температуры через стенку минимальный, полная температура постоянна. Под действием трения и турбулентного течения в диффузоре снижается полное давление.

ВыхУ предназначено для поворота потока воздуха в зависимости от конструкции следующего узла двигателя. В выходном устройстве обычно ещё несколько снижается скорость, поэтому и несколько растёт статическое давление и статическая температура воздуха. Работа не подводится и не отводится – полная

температура остаётся постоянной; под действием трения и турбулентного течения полное давление несколько снижается.

3.7.6 Входное устройство

Входное устройство - часть компрессора в целом или даже отдельная часть ГТД. Часто одна ступень ЦБК является единственной ступенью компрессора ГТД, то входное устройство, как правило, рассматривают как часть ступени ЦБК.

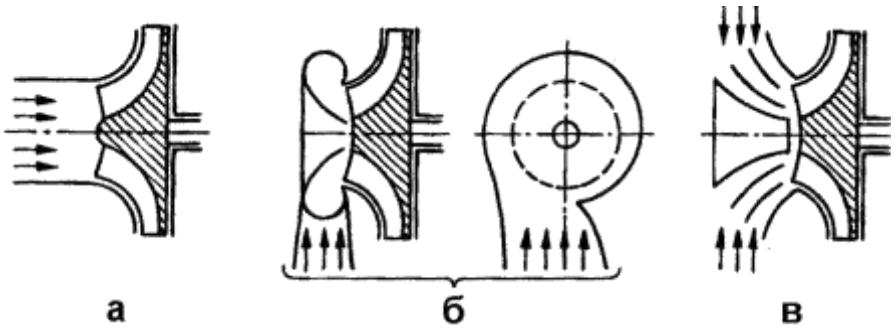


Рисунок 3.21– Конструктивные схемы ВУ:
а – осевое ВУ; б – входная улитка; в – коленообразное ВУ

ВУ осуществляет подвод воздуха к РК. В зависимости от схемы двигателя и его компоновки ВУ принимают различные формы (рисунок 3.21).

Входное устройство должно обеспечить симметричность потока воздуха на входе в рабочее колесо, равномерное заполнение всех каналов колеса, форма входного устройства должна обеспечить минимальные гидравлические потери.

Оценка гидравлических потерь осуществляется с помощью коэффициента восстановления полного давления:

$$\sigma_{BX} = \frac{p_1^*}{p_0^*} \qquad \textbf{(12)}$$

Для ЦБК ГТД характерными являются осевые и коленообразные входные устройства. $\sigma_{BX} = 0{,}99...0{,}98$ – для осевого входа и $\sigma_{BX} = 0{,}98...0{,}97$ – для коленообразного входа.

Во входном устройстве могут быть установлены лопатки неподвижного направляющего аппарата, создающего закрутку потока перед рабочим колесом в сторону вращения колеса. Такая закрутка служит для уменьшения относительной скорости воздуха $w_{1.пер}$.

3.7.7 Рабочее колесо

Течения воздуха в рабочем колесе можно разделить на три этапа: вход в РК, течение воздуха в межлопаточном канале и выход из РК.

3.7.7.1 Вход в рабочее колесо

Течение воздуха на входе в ступень ЦБК носит такой же характер, как и на входе в ступень ОК. Для определения направления движения воздуха на входе в рабочие колесо строят треугольник скоростей (рисунок 3.22).

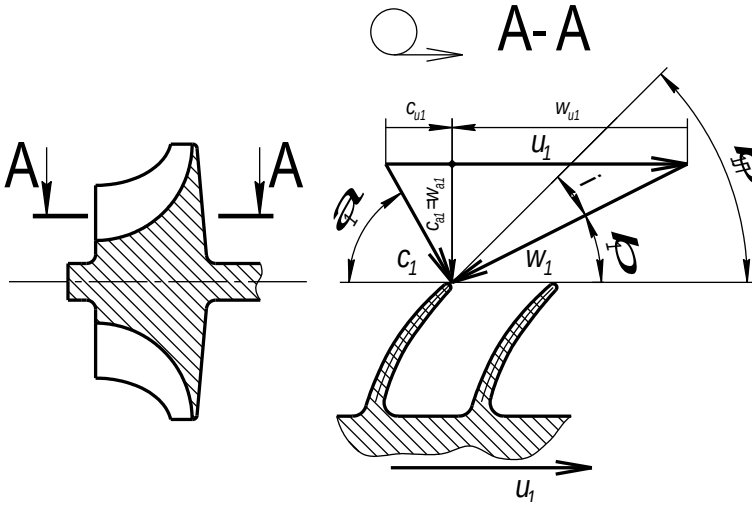


Рисунок 3.22– Треугольник скоростей на входе в РК

Рабочее колесо имеет в месте развёртки А-А некоторую окружную скорость u_1. На вход воздух поступает с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 к фронту решётки. Относительная скорость w_1 направлена к фронту решётки под кинематическим углом β_1.

Углы, указанные в треугольнике скоростей (рисунок 3.22) без нижнего индекса «Л» относятся к скоростям воздушного потока.

Условие безотрывного обтекания передних кромок лучше всего выполняется, когда воздух подходит под углом атаки $i = 1...4°$. Таким образом, $\beta_{Л1} = \beta_1 + i$.

Для РК ЦБК характерен кинематический угол на периферии $\beta_{1.пер} = 30 \pm 5°$. Это обусловлено тем, что в этом интервале расход воздуха через РК максимальный. График на рисунке 3.23 показывает, каким должен быть угол $\beta_{1.пер}$, для данных осевых (M_{ca1}) и относительных скоростей ($M_{w1.пер}$), чтобы расход G_B = max.

Из треугольника скоростей (рисунок 3.220) видно, что применение закрутки ($\alpha_1 < 90°$) приводит к увеличению абсолютной скорости c_1, угла β_1, и тем самым к снижению относительной скорости w_1 на периферии. К этому прибегают для того, что бы число Маха на периферии передней кромки $M_{w1.пер}$ было меньше единицы, тем самым обеспечивают отсутствие скачков уплотнения и падение КПД компрессора. Однако закрутка снижает теоретический напор ступени и тем самым тоже немного снижает КПД компрессора.

В не сильно нагруженных компрессорах поток набегает на входные кромки под углом $\alpha_1 = 90°$ (без закрутки). В противоположном случае можно теоретически реализовать такое РК, когда закрутка столь велика, что $\beta_1 = 90°$. Такое колесо будет технологичным, но проиграет по всем остальным параметрам.

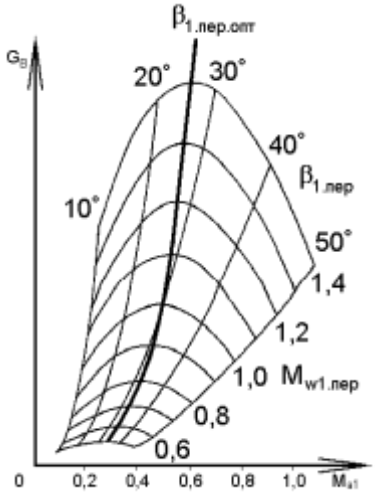


Рисунок 3.23 – Расход воздуха в зависимости от $\beta_{1.пер}$

Изменение окружной составляющей скорости по радиусу (закрутку) можно задать:

$$c_{u1} \cdot R^m = const \qquad \textbf{(13)}$$

При различных m от +1 до –1 получаются разные законы закрутки. При $m = 1$ - закон постоянства циркуляции, при $m = -1$ - закон вращения твёрдого тела.

Закрутка потока перед РК заметно влияет на величину H_T. Это влияние учитывается коэффициентом неравномерности потока ψ:

$$H_T = u_2 \cdot c_{u2} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} \qquad \textbf{(14)}$$

При законе постоянной циркуляции ($c_{u1} \cdot R^1 = const$) установлено, что $\psi = 1$. Для закона вращения твёрдого тела ($c_{u1} \cdot R^{-1} = const$) приблизительно справедливо:

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.вт}}{D_{1.пер}} \right)^2 \right] \qquad \textbf{(15)}$$

Приняв допущение, что зависимость $\psi = f(m)$ в интервале $-1 \le m \le +1$ линейная, определим ψ для любого промежуточного закона закрутки по формуле:

$$\psi = \frac{(m+1)}{2} - \frac{(m-1)}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.вт}}{D_{1.пер}} \right)^2 \right] \qquad \textbf{(16)}$$

3.7.7.2 Классификация рабочих колес ЦБК

РК классифицируются по двум признака :

1. По конструктивному признаку различают:

– рабочие колеса открытые (рисунок 3.24, а);

– рабочие колеса полуоткрытые (полузакрытые) (рисунок 3.24, б);

– рабочие колеса закрытые (рисунок 3.24, в)

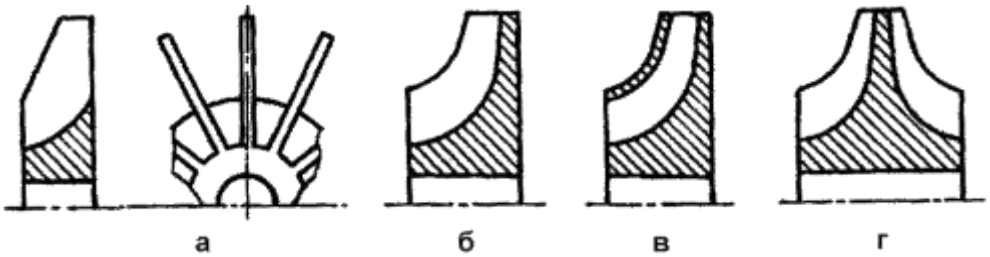


Рисунок 3.24 – Классификация РК ЦБК по конструктивному признаку:
а – РК открытое; б – РК полузакрытое; в – РК закрытое; г – РК двухстороннее

Открытые рабочие колеса - систему лопаток, укреплённых на центральной втулке. Существенным недостатком таких колес являются повышенные вибрационные напряжения в лопатках, приводящие к их поломкам.

Закрытые колеса имеют на периферии лопаток покрывной диск, благодаря ему межлопаточные каналы изолированы от корпуса. Такие колеса обеспечивают наибольший КПД, но сложны в производстве и их прочность ниже, чем прочность полуоткрытых.

Полузакрытые (полуоткрытые) рабочие колеса достаточно прочны, технологичны и имеют высокий КПД. Для увеличения расхода воздуха или снижения диаметра D_2, РК может выполняться с двухсторонним входом (рисунок 3.24, г). При одном и том же расходе воздуха наружный диаметр снижается в $\sqrt{2}$ раз по сравнению с ЦБК с односторонним входом.

2. По величине выходного угла лопаток $\beta_{Л2}$ РК классифицируются на:

– рабочие колеса с радиальными лопатками $\beta_{Л2} = 90°$ (рисунок 3.25, б);

– РК с лопатками загнутыми против вращения $\beta_{Л2} < 90°$ (рисунок 3.25, а);

– РК с лопатками загнутыми по вращению $\beta_{Л2} > 90°$ (рисунок 3.25, в).

При движении частиц воздуха по криволинейной поверхности лопатки на них будут действовать кроме кориолисовых инерционные силы. При этом если лопатки РК загнуты по направлению вращения ($\beta_{Л2} > 90°$), то инерционные силы прижимают частицы воздуха к набегающей поверхности лопаток усиливая влияние сил Кориолиса. Если лопатки компрессора загнуты против вращения ($\beta_{Л2} < 90°$), то инерционные силы будут отжимать частицы воздуха от набегающей стороны лопатки. Во втором случае (рисунок 3.25, в) напор компрессора по сравнению с напором компрессора, имеющего радиальные лопатки ($\beta_{Л2} = 90°$) РК (рисунок 3.25, б), уменьшается, а в первом (рисунок 3.25, а) увеличивается.

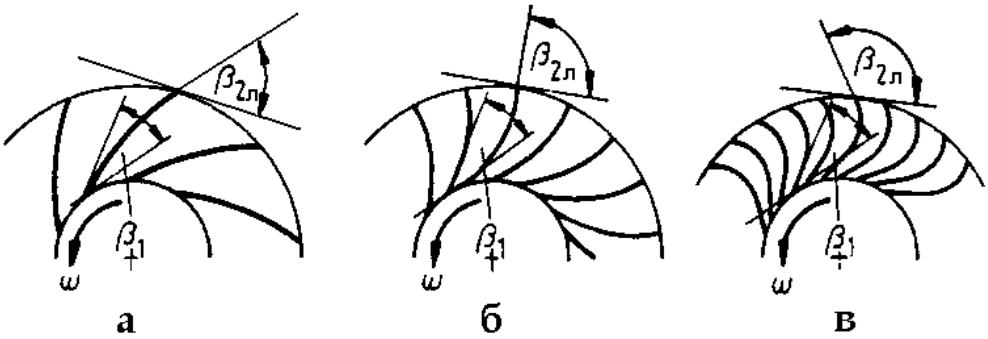


Рисунок 3.25 – Классификация РК ЦБК по величине выходного угла $\beta_{2Л}$:

а – РК с лопатками загнутыми против вращения; б – РК с радиальными лопатками; в – РК с лопатками загнутыми по вращению;

Также надо показать, как качественно изменяется проходное сечение и длина канала разных рабочих колес (рисунок 3.26).

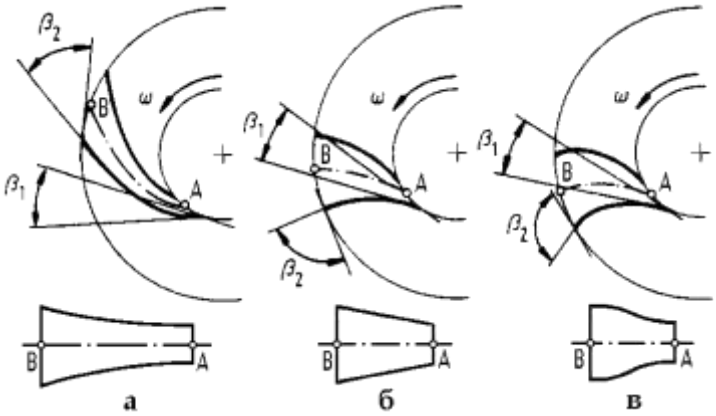


Рисунок 3.26 – Изменение проходного сечения и длины канала РК в зависимости от выходного угла $\beta_{2Л}$

3.7.7.4 Выход из рабочего колеса при бесконечном числе лопаток

Рассмотрим треугольник скоростей (рисунок 3.27) на выходе из РК ЦБК при $z_K = \infty$. Тогда линии тока и углы на выходе будут совпадать с контурами лопаток $\beta_2 = \beta_{Л2}$, на движение воздуха не будут оказывать влияние его масса.

Предположим также, что предварительной закрутки потока на входе нет, то есть $c_{u1} = 0$. Тогда согласно уравнению (14), теоретический напор компрессора:

$$H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{u2\infty}, \qquad \textbf{(17)}$$

где ∞ означает случай с бесконечно большим числом лопаток.

Коэффициент теоретического напора принимает вид:

$$\overline{H}_{T\infty} = \frac{c_{u2\infty}}{u_2} \qquad \textbf{(18)}$$

Из треугольника скоростей (рисунок 3.27) имеем:

$$\tan\beta_2 = \frac{c_{r2}}{u_2 - c_{u2\infty}} = \frac{\frac{c_{r2}}{u_2}}{1 - \frac{c_{u2\infty}}{u_2}} = \frac{\overline{c}_{r2}}{1 - \overline{H}_{T\infty}} \qquad \textbf{(19)}$$

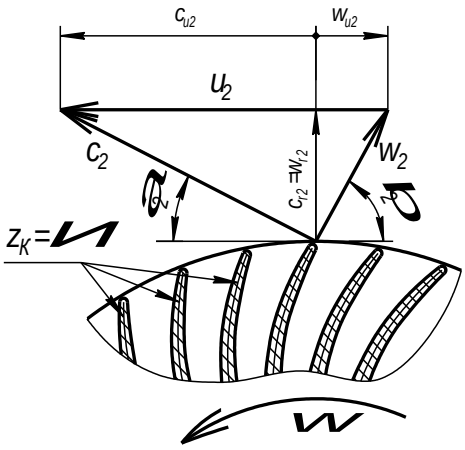


Рисунок 3.27 – Треугольник скоростей на выходе из РК (при $z_K = \infty$)

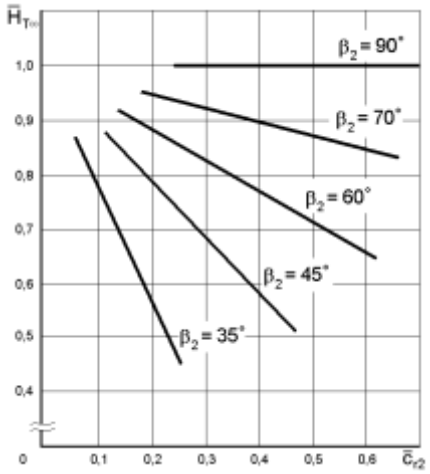


Рисунок 3.28– Зависимость коэффициента напора (при $z_K = \infty$) от угла β_2 и относительной скорости $\overline{c}_{r2}$

На графике (рисунок 3.28) приведена зависимость теоретического напора, который определяется:

$$\overline{H}_{T\infty} = 1 - \frac{\overline{c}_{r2}}{\tan\beta_2} \qquad \textbf{(20)}$$

Очевидно, что при любом значении $\overline{c}_{r2}$, если $\beta_2 = 90°$, то $\overline{H}_{T\infty} = 1$. Если же $\beta_2 < 90°$, то $\tan\beta_2 > 0$ и $\overline{H}_{T\infty} < 1$. При $\beta_2 > 90°$ получим $\tan\beta_2 < 0$ и $\overline{H}_{T\infty} > 1$.

3.7.7.5 Силовое воздействие на воздух в межлопаточном канале

Реальное течение воздуха происходит в РК с конечным числом лопаток. Если течение воздуха на входе ЦБК соответствует процессу обтекания входных кромок осевых компрессорных решёток, то течение в межлопаточных каналах имеет более сложный характер. В РК ЦБК при передаче энергии воздуху большую роль играют силы Кориолиса.

Если материальная частица находится одновременно в поступательном (w) и вращательном (ω) движении, то на неё действует дополнительное ускорение Кориолиса, которое вызывается кориолисовой силой инерции. Кориолисого ускорение:

$$j_{кор} = 2 \cdot w \cdot \omega \qquad \textbf{(21)}$$

Для оценки влияния кориолисова ускорения на характер течения воздуха в рабочем колесе, рассмотрим колесо с радиальными лопатками (рисунок 3.29).

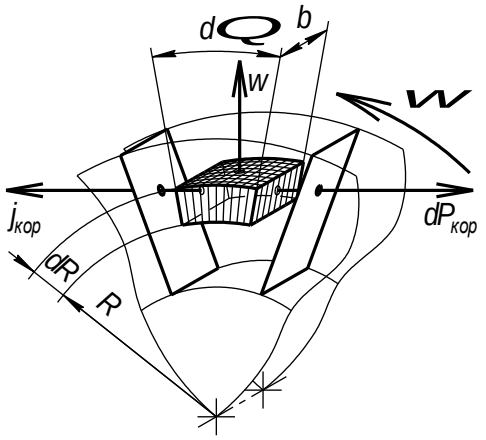


Рисунок 3.29 – Воздействие сил на частицу воздуха в РК

Выделим элементарный объём воздуха массой dm, расположенный на радиусе R и имеет радиальную протяжённость dR. Пусть протяжённость частицы вдоль оси вращения равна ширине колеса b, а центральный угол, равен $d\Theta$.

Вектор кориолисова ускорения $\vec{j}_{кор}$ перпендикулярен оси вращения колеса и направлен под углом $90°$ к вектору $\vec{w}$ в сторону вращения колеса.

Поскольку частица воздуха движется по радиусу от центра к периферии, вектор $\vec{j}_{кор}$ совпадает по направлению с окружной скоростью u. Кориолисова сила

инерции $dP_{кор}$, действующая на частицу воздуха, направлена в сторону, противоположную вектору кориолисова ускорения $\vec{j}_{кор}$, и равна:

$$dP_{кор} = -2 \cdot w \cdot \omega \cdot dm \qquad \textbf{(22)}$$

$$dm = \rho \cdot b \cdot R \cdot d\Theta \cdot dR \qquad \textbf{(23)}$$

Если учесть, что произведение $w \cdot \rho \cdot b \cdot R \cdot d\Theta$ есть секундный расход газа dm_C через поверхность частицы $b \cdot R \cdot d\Theta$, выражение (22) примет вид:

$$dP_{кор} = -2 \cdot \omega \cdot dm_C \cdot dR \qquad \textbf{(24)}$$

Найдём удельную работу колеса, затрачиваемую на преодоление действия кориолисовых сил:

$$dH_{кор} = -\frac{dN_{кор}}{dm_C} = \frac{dP_{кор} \cdot R \cdot \omega}{dm_C} = 2 \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR \qquad \textbf{(25)}$$

$$H_{кор} = \int_{R_1}^{R_2} 2 \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR \qquad \textbf{(26)}$$

$$H_{кор} = u_2^{\ 2} - u_1^{\ 2} \qquad \textbf{(27)}$$

Для чисто радиального направления относительной скорости на входе в колесо и на выходе из него, когда $u_2 = c_{u2}$ и $u_1 = c_{u1}$ справедливо:

$$H_T = u_2^{\ 2} - u_1^{\ 2} \qquad \textbf{(28)}$$

Таким образом, уравнение (27) является частным случаем уравнения (14)**Ошибка! Источник ссылки не найден.**. H_T равен удельной работе, атрачиваемой колесом на преодоление кориолисовых сил $H_{кор}$, которые создают разность скоростей и давлений на обеих сторонах лопаток.

Так как кориолисовы силы инерции направлены вдоль радиуса, то в ЛВ осевого компрессора они не влияют на распределение скоростей и давлений на лопатках, а H_T определяется только удельной работой по преодолению силы P_u.

Когда $u_2 \neq c_{u2}$ и $u_1 \neq c_{u1}$, удельную теоретическую работу H_T определяют:

$$H_T = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \qquad 00$$

При этом составляющая $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ представляет собой работу по преодолению газодинамических (циркуляционных) сил и составляющая $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ – работу по преодолению кориолисовых сил.

Можно сделать вывод о том, что вследствие влияния кориолисовых сил инерции на воздух в межлопаточном канале РК ЦБК, возникает дополнительное циркуляционное течение (рисунок 3.30), которое отгибает центробежное течение воздуха (в относительном движении) в сторону противоположную вращении рабочего колеса.

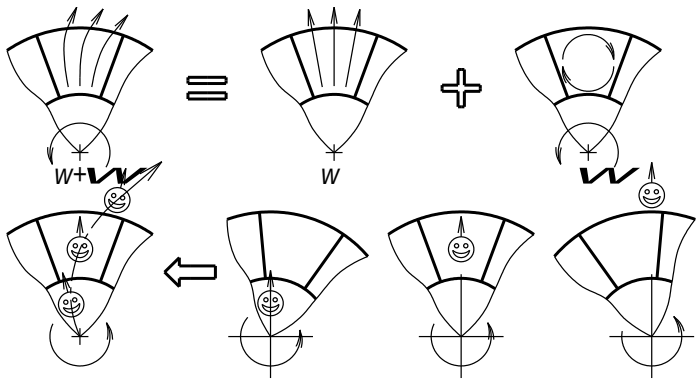


Рисунок 3.30 – Визуализация течения воздуха в межлопаточном канале РК

Учитывая существенную разницу скоростях u_2 и u_1, можно сделать вывод о том, что на величину H_T в РК ЦБК превалирующее влияние оказывают кориолисовы силы инерции и таким образом $H_{T.ЦБК} > H_{T.ОК}$, а, $\pi^*_{ст.ЦБК} > \pi^*_{ст.ОК}$.

3.7.7.6 Выход из рабочего колеса при конечном числе лопаток

Рассмотрим распределение давлений и скоростей в РК с прямыми лопатками (рисунок 3.31).

При бесконечно большом числе лопаток масса газа в межлопаточных каналах бесконечно мала, поэтому действие сил инерции, в том числе и кориолисовых, ничтожно, поток воздуха движется в относительном движется по направлению

лопаток. В случае прямых лопаток имеет место радиальное направление, а сама скорость равна некоторому значению $w_{r2} = w_2$, так как $\beta_{Л2} = \beta_2 = 90°$.

При конечном числе лопаток играет роль масса воздуха, что приводит к появлению кориолисовых сил инерции. В результате возникает циркуляционное течение в направлении, обратном вращению (рисунок 3.30).

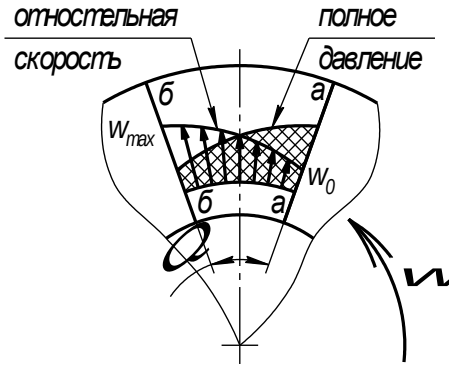


Рисунок 3.31 – Давления и скорости в межлопаточном канале РК

Как следствие, вдоль набегающей стороны а–а скорость w_{r2} снижается на величину $w_Ц$, а вдоль b–b – увеличивается на $w_Ц$. В треугольнике скоростей появляется дополнительная окружная составляющая скорости относительного движения w_S (рисунок 3.32). Как видно на треугольнике скоростей, «проскальзывание», выраженное w_S, направленно против вращения, увеличивает угол α_2 и уменьшает угол β_2, вследствие чего уменьшает закрутку потока на выходе c_{u2}:

$$H_T = u_2 \cdot \left(c_{u2\infty} - w_S\right) - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1}. \qquad \textbf{(29)}$$

На графике (рисунок 3.33) приведены эмпирические данные теоретического напора испытанных ЦБК. Видно, что H_T ЦБК с конечным числом лопаток ниже, чем H_T ЦБК с бесконечным числом лопаток (рисунок 3.28), но характер прямых одинаков (при $\bar{c}_{r2} = 0$ проходит через $\overline{H}_T = 1$ для $z_K = \infty$; стремятся к $\overline{H}_T \approx 0{,}9$ для $z_K = N$).

$$c_{u2} = c_{u2\infty} - w_S, \qquad \textbf{(30)}$$

что в свою очередь ведёт к уменьшению теоретического напора (14).

Снижение фактического теоретического напора по сравнению с $H_{T\infty}$ учитывается коэффициентом отставания потока, который иногда ещё называют коэффициентом циркуляции или коэффициентом передаваемой энергии (в английской литературе «slip factor»):

$$\mu = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}}, \qquad \textbf{(31)}$$

С помощью эмпирических формул для коэффициента отставания потока μ, на основании кинематического угла β_2 и других, заранее определенных параметров, вычисляется лопаточный угол $\beta_{Л2}$. На графике (рисунок 3.34) приведена зависимость лопаточного угла $\beta_{Л2}$ от числа лопаток РК для 5 разных эмпирических формул коэффициента отставания потока.

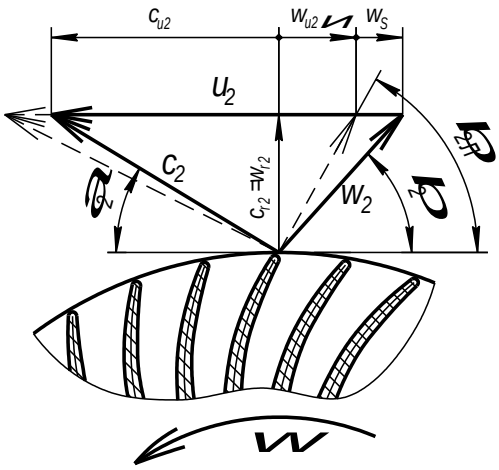


Рисунок 3.32 - Треугольник скоростей на выходе из РК

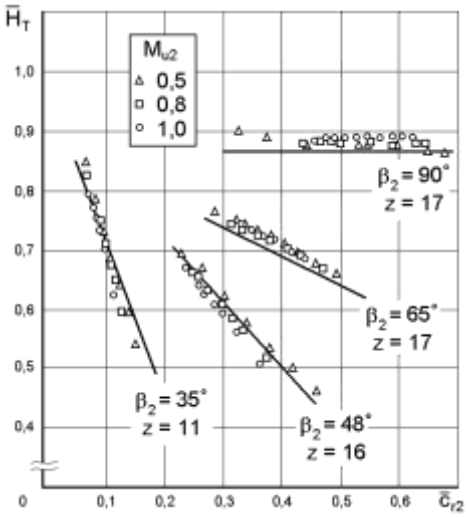


Рисунок 3.33 – Зависимость коэффициента напора от угла β_2 и относительной скорости $\bar{c}_{r2}$

Снижение фактического теоретического напора по сравнению с $H_{T\infty}$ учитывается коэффициентом отставания потока, который иногда ещё называют коэффициентом циркуляции или коэффициентом передаваемой энергии (в английской литературе «slip factor»):

$$\mu = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}}, \qquad (32)$$

С помощью эмпирических формул для коэффициента отставания потока μ, на основании кинематического угла β_2 и других, заранее определенных параметров, вычисляется лопаточный угол $\beta_{Л2}$. На графике (рисунок 3.34) приведена зависимость лопаточного угла $\beta_{Л2}$ от числа лопаток РК для 5 разных эмпирических формул коэффициента отставания потока.

Эмпирическая формула для коэффициента отставания потока получена Виснером (Wiesner). Её рекомендуют применять при $\beta_2 < 30°$:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin\beta_{Л2}}{z_K}. \qquad (33)$$

Следующая эмпирическая формула также получена Виснером:

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{Л2}}}{z_K^{0,7}} \qquad \textbf{(34)}$$

Учебник Ржавина рекомендует следующую формулу:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{1,2 \cdot \left(1 + \sin \beta_{Л2}\right)}{z_K \cdot \left[1 - \left(\dfrac{D_{1.пер}}{D_2}\right)^2\right]}}. \qquad \textbf{(35)}$$

Далее из литературы известны следующие две формулы:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{1,4 + 2,7 \cdot \dfrac{\beta_{Л2}}{90°}}{z_K \cdot \left[1 - \left(\dfrac{D_{1.пер}}{D_2}\right)^2\right]}}. \qquad \textbf{(36)}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{\pi \cdot \sin \beta_{Л2}}{2 \cdot z_K \cdot \left(1 - \dfrac{D_{1.пер}}{D_2}\right)}}. \qquad \textbf{(37)}$$

Из рисунка 3.34 видно, что определение по разным формулам даёт отклонение для угла $\beta_{Л2} \approx \pm(2....5)°$, поэтому примерно с такой же погрешностью можно ожидать точность расчёта коэффициента отставания потока μ.

Проскальзывание w_S определяется методом последующих итераций:

$$w_S = c_{u2\infty} \cdot (1 - \mu). \qquad \textbf{(38)}$$

Для первой итерации в коэффициент отставания потока $\mu^{(1)}$ вместо угла $\beta_{Л2}$ подставляется заранее подсчитанный кинематический угол β_2, вычисляется первое приближение проскальзывания $w_S^{(1)}$ и первое приближение лопаточного угла $\beta_{Л2}^{(1)}$,

которое в свою очередь подставляется в коэффициент отставания потока второй итерации $\mu^{(2)}$. Чтобы значение $\beta_{Л2}$ сошлось до десятичных, требуется не более пяти итераций.

Теоретический напор (29) можно выразить и преобразовать:

$$H_T = \mu \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1}. \qquad (39)$$

$$H_T = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}} \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1}. \qquad (40)$$

$$\bar{c}_{u2} = \bar{H}_T + \psi \cdot \bar{u}_1 \cdot \bar{c}_{u1}. \qquad (41)$$

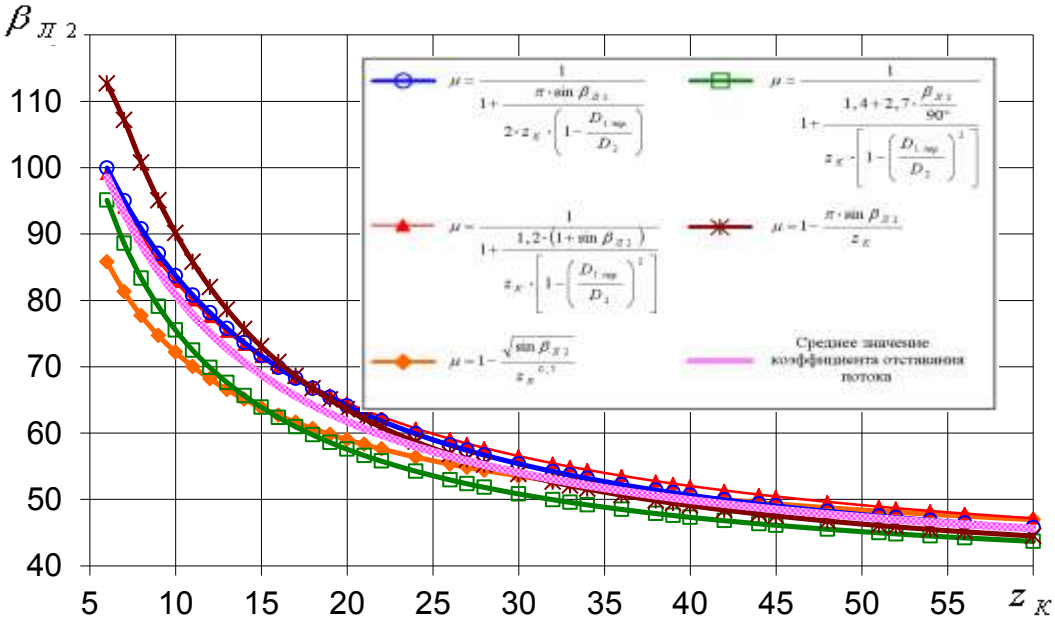


Рисунок 3.34 – Зависимость угла $\beta_{Л2}$ от числа лопаток и принятой формулы расчёта коэффициента отставания потока μ

(график построен для РК: $u_2 = 590\, м/с$; $\bar{D}_{1.пер} = 0,58$; $\frac{w_2}{w_{1.пер}} = 0,7$; $\beta_2 = 36°$)

3.7.8 Приблизительная оценка КПД ступени ЦБК

Для предварительной оценки КПД ступени ЦБК с лопатками различной формы можно воспользоваться графиком зависимости уровней КПД от угла β_2 и заданной степени повышения давления (рисунок 3.35). В дальнейших расчетах

выбранное значение КПД уточняется. При малых значениях β_2 удаётся получить более высокий КПД, так как диффузорность межлопаточного канала РК и скорость c_2 на входе в диффузор понижены.

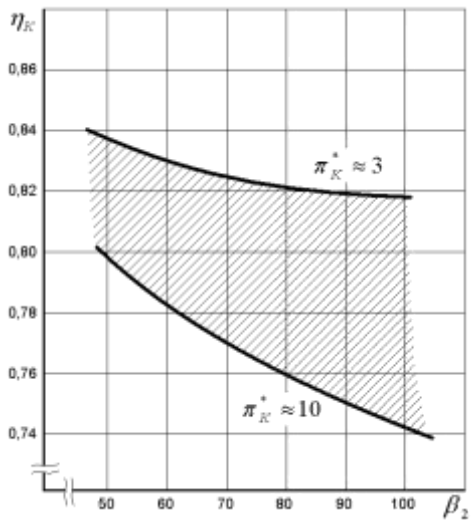


Рисунок 3.35 – Зависимость уровня КПД от угла β_2 и π_K^*

Большинство ЦБК авиационных ГТД выполняют с колесами, лопатки которых загнуты против направления вращения (реактивные колеса).

Повышенные значения КПД являются главным преимуществом этих колес по сравнению с более простыми в технологическом отношении колесами, имеющими радиальные лопатки и колесами, имеющими загнутые вперед по вращению лопатки (активными колесами). Лопаточный угол для современных ЦБК $\beta_{Л2} = 50...75°$.

Также на КПД ступени ЦБК влияет профиль лопаток, зазоры между РК и корпусом, скорость на входе в ступень, скорость на выходе из ступени, шероховатость лопаток, углы атаки на входе в РК, на входе в диффузор, концевые потери, потери на трение воздуха о диск, и т. д. Поэтому графиком (рисунок 3.35) можно пользоваться только в грубых приближениях.

3.7.9 Потери энергии в рабочем колесе

Потери энергии в колесе ЦБК разделяются на профильные, вторичные и концевые. К профильным и вторичным относятся:

1. потери во вращающемся НА, обусловленные трением, поворотом потока и местными скачками уплотнений при сверхзвуковом обтекании;
2. потери, связанные с поворотом потока из осевого направления в радиальное в межлопаточных каналах радиальной части колеса;
3. потери на трение в радиальной части колеса, а также потери от вихреобразования, обусловленного перетеканием воздуха через зазор между лопатками и покрывным диском.

Профильные и вторичные потери оцениваются как доля от кинетической энергии воздуха. В частности, потери на входных кромках РК подсчитываются как некоторая доля от кинетической энергии воздуха в относительном движении при входе в колесо:

$$L_R = \xi_1 \cdot \frac{w_1^{\ 2}}{2}, \qquad \textbf{(42)}$$

где при расчётном режиме $\xi_1 = 0,2...0,3$. В общем случае при расчетном режиме ξ_1 зависит от M_{w1}, угла атаки и угла поворота потока в канале рабочего колеса.

Потери, связанные с поворотом потока из осевого направления в радиальное, определяются по формуле:

$$L_{PK} = \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2}, \qquad \textbf{(43)}$$

где $\xi_2 = 0,1...0,15$ в соответствии с опытными данными.

Потери на трение в радиальной части колеса и вихреобразование из-за перетекания воздуха в зазорах малы, их учитывают коэффициентом ξ_2.

Концевые потери в РК ЦБК представляют собой сумму потерь, обусловленных перетеканием воздуха из диффузора через зазоры между колесом и корпусом, и потерь на трение диска о воздух. Эти два явления имеют различную физическую природу, но связаны между собой. Поэтому в рабочих колесах ЦБК потери, вызванные перетеканием воздуха, условно включаются в работу трения диска L_f.

Работа трения вычисляется исходя из оценки мощности трения гладкого диска вращающегося в корпусе, и расхода воздуха через колесо и определяется:

$$L_f = \alpha \cdot u_2^{\ 2} \qquad \textbf{(44)}$$

$$\alpha = \frac{\beta}{\frac{b_2}{D_2} \cdot \bar{c}_{1a}} \qquad \textbf{(45)}$$

здесь b_2 – ширина канала на выходе из РК. Для ЦБК $b_2 / D_2 = 0,025...0,035$. Коэффициент β для закрытых колес рекомендуется в пределах $(0,3...0,5)\cdot 10^{-3}$, для полузакрытых $\beta = (0,7...1,0)\cdot 10^{-3}$. Для авиационных ЦБК справедливо: $\alpha = 0,03...0,08$.

Полная работа, затрачиваемая на вращение рабочего колеса, определяется как сумма теоретической работы и работы трения диска:

$$H_Z = H_T + L_R + L_{PK} + L_f \quad (46)$$

,

Учитывая формулы (41) и (44) можно записать:

$$H_Z = \mu \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} + \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2} + \alpha \cdot u_2^2 \quad (47)$$

.

Для РК с радиальными лопатками ($u_2 = c_{u2\infty}$)из формулы (47) следует:

$$H_Z = u_2^2 \cdot (\mu + \alpha) - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} + \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2} \quad (48)$$

.

КПД рабочего колеса ЦБК η_{PK}. учитывает потери, возникнувшие в РК.

Адиабатический напор в колесе по статическим параметрам определяется:

$$H_{ад.PK} = C_p \cdot T_{1.cp} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{1.cp}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (49)$$

Адиабатический КПД рабочего колеса:

$$\eta_{PK} = \frac{H_{ад.PK} + \frac{c_2^2 - c_{1.cp}^2}{2}}{H_Z}. \quad (50)$$

Для оценки КПД рабочего колеса ЦБК вводится понятие специфических оборотов:

$$N_S = 0,13498 \cdot \frac{N \cdot \sqrt{c_{a1} \cdot F_1}}{\left[C_p \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{PK}^{*\,\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right]^{\frac{3}{4}}} \quad (51)$$

.

У эффективного рабочего колеса, специфические обороты N_S ≈100 %.

3.7.10 Критерий «Де Халлера»

Критерий «Де Халлер» (De Haller) определяется как отношение скоростей в относительном движении:

$$K_{ДХ} = \frac{w_2}{w_{1.пер}}. \qquad (52)$$

И представляет собой коэффициент торможения воздуха в относительном движении. По нему судят, является ли РК эффективным. При $K_{ДХ} > 0,7$ должен отсутствовать отрыв потока в канале РК (рисунок 3.36).

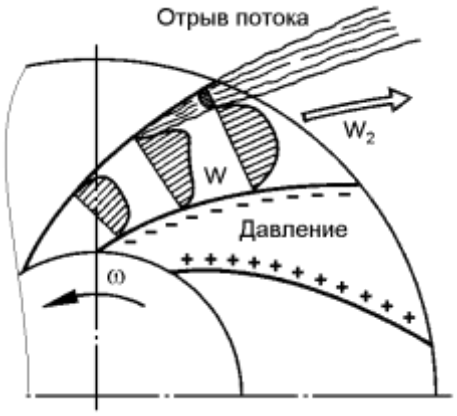


Рисунок 3.36 – Отрыв потока в РК

Высокие значения, приводит к уменьшению ширины лопаток на выходе b_2, что в свою очередь приводит к трудностям в диффузоре. Обычно $К_{ДХ}$ = 0,50...0,75.

3.7.11 Рабочий процесс в диффузоре ЦБК

На выходе из рабочего колеса ЦБК абсолютная скорость c_2, являющаяся функцией окружной скорости u_2, расхода воздуха, числа лопаток рабочего колеса и их формы, достигает 500...600 $м/с$, а число Маха $M_{c2} = 1,1...1,2$. Для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления применяют диффузоры. Сначала воздух после рабочего колеса поступает в безлопаточный диффузор, а затем в большинстве случаях в лопаточный диффузор (рисунок 3.18).

3.7.11.1 Безлопаточный диффузор

Безлопаточный (щелевой) диффузор - это кольцевая щель с параллельными или расходящимися в сторону больших диаметров стенками. Движение воздуха в диффузоре обладает всеми особенностями движения в расширяющемся канале,

где кроме потерь на трение имеются потери, вызванные наличием вихрей и срыва потока.

В БЛД имеется только момент трения. Поэтому в случае осреднённого потока момент количества движения в окружном направлении можно записать в виде:

$$-M_f = \left(R_3 \cdot c_{u3} - R_2 \cdot c_{u2}\right) \cdot G_B \quad (53)$$

Если пренебречь трением, то в БЛД поток подчиняется закону потенциального вихря:

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{u2} = R_3 \cdot c_{u3} = const \quad (54)$$

Из (54) определим окружную составляющую абсолютной скорости на выходе:

$$c_{u3} = c_{u2} \cdot \frac{R_2}{R_3} \quad (55)$$

Из уравнения расхода в любом сечении БЛД справедливо:

$$G_B = F_i \cdot c_{r.i} \cdot \rho_i = const \quad (56)$$

$$c_{r.i} = \frac{G_B}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot b_i \cdot \rho_i} \quad (57)$$

из чего следует пропорциональность:

$$c_{r.i} \approx \frac{1}{R_i \cdot b_i \cdot \rho_i} \quad (58)$$

и если считать $\rho_i = const$, то можно записать:

$$R_2 \cdot b_2 \cdot c_{r2} = R_3 \cdot b_3 \cdot c_{r3} \quad (59)$$

Из (59) определим радиальную составляющую абсолютной скорости на выходе:

$$c_{r3} = c_{r2} \cdot \frac{R_2 \cdot b_2}{R_3 \cdot b_3} \quad (60)$$

Угол потока на выходе:

$$\alpha_3 = \arctan \frac{c_{r3}}{c_{u3}} \quad (61)$$

Если стенки параллельны ($b_2 = b_3$), то $\alpha_2 = \alpha_3$, и частицы воздуха будут двигаться по траектории логарифмической спирали (рисунок 3.37).

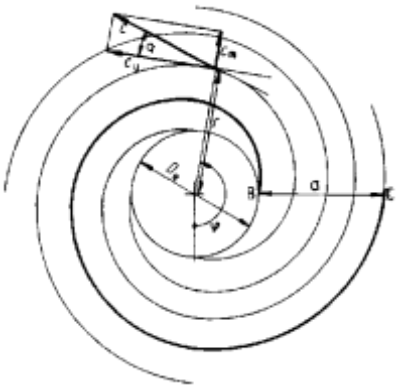


Рисунок 3.37 – Логарифмическая спираль

В действительности из-за наличия трения угол α не постоянен и траектория частиц воздуха немного отличается от логарифмической спирали.

Обычно на расчётном режиме α_3 = 14°..18°.

Так как потери в диффузоре сильно возрастают с увеличением длины траектории протекающего воздуха, возникает потребность оценить длину траектории:

$$dl = \frac{dR}{\sin\alpha_2} \qquad \textbf{(62)}$$

$$l = \int_2^3 \frac{dR}{\sin\alpha_2} = \frac{R_3 - R_2}{\sin\alpha_2} \qquad \textbf{(63)}$$

Длина траектории $|BC|$ приблизительно в 4 раза превышает радиальную протяжённость диффузора a (рисунок 3.37). Это на много выше того, что можно реализовать в ЛД.

Поэтому может возникнуть вопрос о целесообразности использования безлопаточного диффузора с точки зрения высокого КПД компрессора. Однако, безлопаточный диффузор обладает одним большим достоинством. В нём можно снизить сверхзвуковую скорость в дозвуковую скорость без скачков уплотнения. Поэтому безлопаточный диффузор применяют, когда $M_{c2} > 1,0$ и скорость гасит обычно до $M_{c3} = 0,95...0,98$ – числа Маха на выходе из БЛД.

В составе ЦБК безлопаточный диффузор также необходим для выравнивания потока воздуха перед лопаточным диффузором, даже когда $M_{c2} < 1,0$. Для этого достаточно, если относительная радиальная протяжённость находится в пределе:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1,05...1,15 \qquad \textbf{(64)}$$

Проектирование проводится заданием значения M_{c3}, с помощью соотношения (59) и газодинамического соотношения:

$$T^* = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2\right) \qquad \textbf{(65)}$$

Расчёт с принятыми допущениями (отсутствие трения, $\rho_i = const$), даёт только приблизительное решение. Ошибка составляет примерно 5 %.

3.7.11.2 Лопаточный диффузор

Лопаточный диффузор - ряд лопаток, установленных равномерно по окружности в кольцевой щели (рисунок 3.18). Существует несколько типов ЛД (рисунок 3.38).

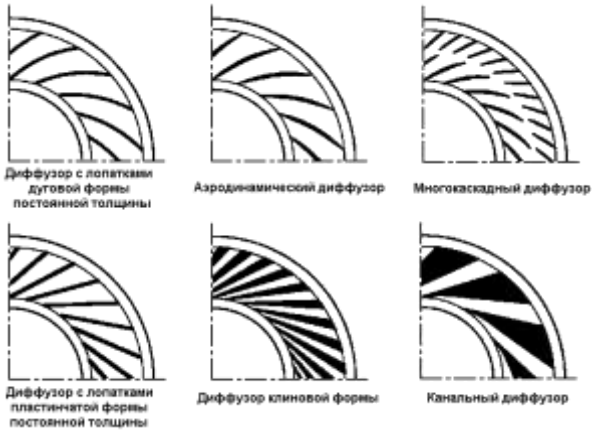


Рисунок 3.38 – Типы лопаточных диффузоров

В ГТД применяется чаще всего аэродинамический лопаточный диффузор или диффузор с лопатками дуговой формы постоянной толщины.

В лопаточном диффузоре из-за воздействия лопаток скорость воздуха снижется более интенсивно, чем в безлопаточном диффузоре. При этом на выходе из лопаточного диффузора $\alpha_4 = 25...30°$, так как на входе в него $\alpha_3 = 14...18°$. Если принять ширину диффузора постоянной ($b_i = const$), то отношение проходных сечений составит:

$$\frac{F_4}{F_3} = \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{\sin\alpha_4}{\sin\alpha_3} \qquad \textbf{(66)}$$

то есть в $\frac{\sin\alpha_4}{\sin\alpha_3}$ раз больше, чем в безлопаточном диффузоре той же радиальной протяжённости. Поэтому в лопаточном диффузоре уменьшение скорости и повышение давления значительно больше, чем в безлопаточном.

Кроме увеличения степени уширения, постановка лопаток в кольцевой щели за БЛД сокращает длину траектории частиц воздуха при их движении по диффузору, а это ведёт к уменьшению потерь и соответственно увеличению КПД компрессора.

В авиационных ЦБК обычно число лопаток диффузора $z_Д = 9...30$. Увеличение $z_Д$ уменьшает потери от отрыва потока, но при этом возрастают потери на трение. Во избежание пульсации $z_Д$ не должно быть кратным числу лопаток РК

Ширина диффузора b может быть постоянной или увеличиваться в сторону увеличения диаметра, в таком случае конструкция позволяет несколько уменьшить диаметр D_4, а тем самым и габариты всего компрессора. Но это может привести к снижению КПД компрессора из-за увеличения диффузорности и появлении срывных течений в нём.

Профилирование лопаток диффузора осуществляется, через обратную задачу при известном распределении скоростей в расширяющемся канале диффузора.

3.7.12 Выходное устройство

После лопаточного диффузора воздух поступает в выходное устройство, которое в зависимости от назначения и места компрессора в энергетической установке имеет различные конструктивные формы. В выходном устройстве продолжается процесс сжатия воздуха $p_4 > p_3$. В типичном выходном устройстве ГТД (рисунок 3.18) поворачивается поток на 90°, после чего воздух заходит в лопаточную решётку, где воздух направляется с нужной закруткой в камеру сгорания.

3.8 Характеристики компрессоров

3.8.1 Характеристики компрессорных решёток

Зависимости $\Delta\beta = f(i)$ и $\xi = f(i)$ - характеристики компрессорных решёток профилей. В авиационной практике характеристики получают экспериментально.

Рассмотрим стенд для испытания дозвуковых компрессорных решёток, работающий на перепаде давлений, создаваемом вакуум-насосом (рисунок 3.39).

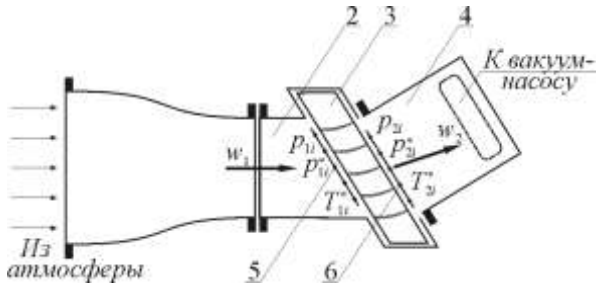


Рисунок 3.39 - Схема стенда для испытания

Воздух из атмосферы поступает в диффузор 1, в нем поток выравнивается, и подается в рабочую часть 2. В рабочей части установлен блок 3 плоской решётки. Из решётки воздух подается в выхлопной корпус 4, откуда он откачивается вакуум-насосом. Перед решёткой и за ней расположены плоскости 5 и 6 для измерения параметров потока.

На входе в решётку (пл. 5) измеряют статическое p_1 и полное p_1^* давления, полную температуру T_1^*. Угол β_1 (или угол атаки i) устанавливается при соответствующем расположении блока 3 по отношению к вектору скорости w_1.

На выходе из решётки (пл. 6), измеряются: p_2, p_2^*, а также β_2. По отношению p_i / p_i^* определяется приведенная скорость λ_i, а по величине T_i^* - критическая скорость $a_{кр\,i}$. В результате определяется физическая скорость $w_i = \lambda_i\, a_{кр\,i}$, и ее составляющие – $w_{u\,i}$ и $w_{a\,i}$.По этим данным можно построить зависимости $\Delta\beta = f(i)$ и $\xi = f(i)$.

Наглядными характеристики получаются при малых скоростях потока ($\lambda_{w\,1}$ = 0,3...0,4), когда влияние сжимаемости и вязкости сказывается слабо. Коэффициент потерь энергии ξ = min при угле атаки $i_{\xi\,min}$ (рисунок 3.40, *а*), а угол поворота потока $\Delta\beta$ = max при $i_{кр}$.

Согласно результатам, изменение i на входе в решетку практически не сказывается на характере течения на выходе из нее, и β_2 не изменяется. Тогда

величина угла поворота потока в решётке, определяемая $\Delta\beta = \Theta + i - \delta$ будет зависеть только от угла атаки i. При увеличении i, т.е. при переходе из области отрицательных значений в положительную (рисунок 3.40, *б*), $\Delta\beta$ возрастает. Следовательно, увеличивается закрутка Δw_u и сообщаемая воздуху работа H_t.

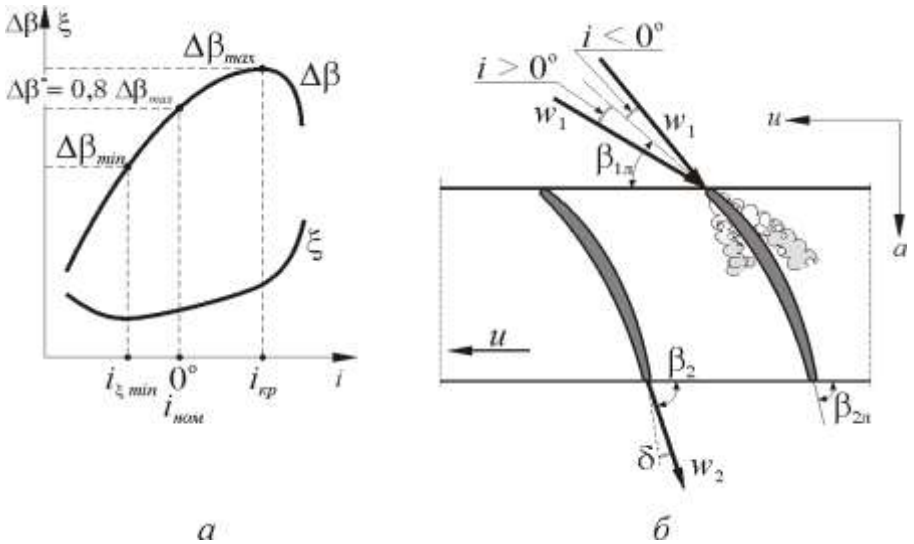


Рисунок 3.40 - Характеристика компрессорной решётки:

а - зависимость $\Delta\beta = f(i)$ и $\xi = f(i)$; *б* - схема обтекания решётки при различных i

Режим работы решётки при угле атаки $i_{\xi\,min}$ не является выгодным по причине малости $\Delta\beta_{min}$ (рисунок 3.40, *а*). При $i > i_{\xi\,min}$ величина $\Delta\beta$ возрастает более интенсивно, нежели увеличивается сопротивление решётки ξ, и это продолжается до тех пор, пока i не достигает значения $i_{кр}$, при котором возникает срыв потока со спинки профиля. Этот срыв более опасен, чем отрыв потока на корытце профиля, поэтому при достижении $i = i_{кр}$ наблюдается резкое снижение $\Delta\beta$ и соответствующее возрастание ξ.

При выборе режима работы решётки компрессора, несмотря на достижение $\Delta\beta_{max}$ (рисунок 3.40, *а*) при $i = i_{кр}$, назначают номинальный угол атаки $i_{ном}$, при котором $\Delta\beta^* = 0{,}8\ \Delta\beta_{max}$. Это позволяет обеспечить некоторый запас устойчивой работы решеток на случай возможных отклонений от расчетных условий. Величина $i_{ном}$ лежит в пределах $\pm 5°$.

3.8.2 Напорная характеристика ступени компрессора

Размеры ПЧ компрессора, число ступеней, параметры ступеней и решеток определяются при газодинамическом проектировании для одного режима, который называется ***расчетным*** (***проектным***). Параметры на этом режиме - проектными.

В процессе эксплуатации рабочий режим газотурбинных установок и двигателей менятется в широких пределах. Это может быть вызвано изменением потребной тяги или мощности, внешних условий, высоты полета и т.п. Условия работы компрессоров меняются в широких пределах. Это приводит к изменению частоты вращения, степени повышения давления в компрессоре, расхода воздуха, скоростей потока и углов натекания воздуха на лопатки. В результате изменяется мощность, потребляемая компрессором, его КПД, возможно появление неустойчивых режимов, нежелательных в эксплуатации.

Одним из важнейших требований к компрессору является благоприятное протекание характеристик. То есть, достаточно высокий КПД и степень сжатия, и отсутствие неустойчивых режимов на всех эксплуатационных режимах.

Зависимость параметров, характеризующих работу компрессора (степень сжатия $\pi_{\text{к}}^{*}$ и КПД $\eta_{\text{к}}$), от параметров, характеризующих режим его работы (частота вращения РК n, расход воздуха $G_{в}$, либо комплексами, связанными с ним $(q(\lambda_{\text{в}}), \lambda_{\text{в}}$) называется ***характеристикой компрессора***.

Знание характеристик необходимо для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установки, оптимального регулирования турбокомпрессора, обеспечивающего работу в области характеристик с высокими КПД при условии достаточности запасов газодинамической устойчивости компрессора. Наиболее надежным методом получения характеристик является экспериментальный.

Рассмотрим, как меняются параметры характеризующие работу компрессора при изменении расхода воздуха при постоянной частоте вращения ротора *n=const*. Рассечем ВНА и РК цилиндрической поверхностью диаметром $D_{ср}$. Поверхность сечения развернем на плоскость, получив элементарную решетку профилей (рисунок 3.41).

При *n=const* окружная скорость u_i неизменяется. Учитывая, что мощность приводной турбины прямо пропорциональная крутящему моменту на ней:

$$N_{\text{Т}} = \text{М}_{\text{к}}\omega = \text{М}_{\text{кр}}\frac{\pi n}{30}, \qquad (30)$$

который в свою очередь зависит от частоты вращения и перепада давлений на турбине, то можно заключить, что при *n=const* мощность турбины $\text{N}_{\text{Т}}$ неизменна.

На рисунке 3.41 пунктирной линией изображен треугольник скоростей на входе в РК на расчетном режиме. На этом режиме угол потока в относительном движении β_1 близок к входному конструктивному углу РК $\beta_{1л}$.

Рассмотрим, как влияет на работу ступени компрессора увеличение расхода рабочего тела $G_в$ относительно значения на расчетном режиме.

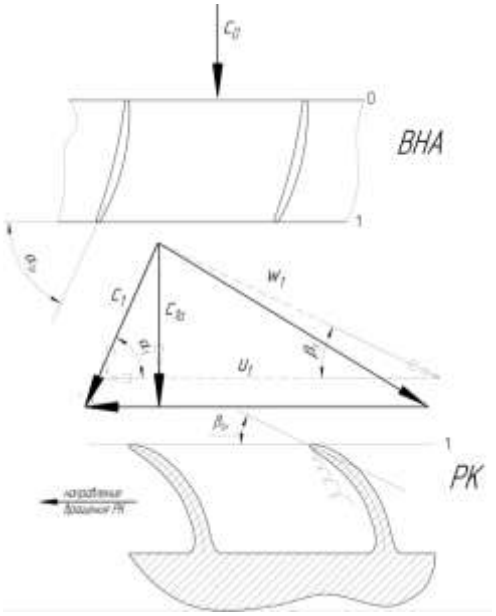
$G_в$ определяется проекцией скорости перпендикулярной сечению, через которое осуществляется истечение. Для сечения на входе в компрессор это осевая проекция $c_{1а}$. Поэтому с увеличением $G_в$ $c_{1а}$ растет пропорционально ему. Направление вектора c_1 остается неизменным, поскольку оно определяется конструктивными углами ВНА, которые не меняются. Зная направление вектора и его осевую проекцию легко найти значение скорости c_1 соответствующее увеличенному расходу. Учитывая, что $u_1 = const$ легко найти скорость потока на входе в РК в относительном движении w_1. Треугольник скоростей на входе в РК при увеличенном расходе воздуха изображен на рисунке 3.41 сплошной линией.

Рост расхода рабочего тела приводит к росту угла β_1 (рисунок 3.41). Угол натекания на лопатки РК отклонится от расчетного, угол атаки i становится отрицательным, что приведет к возникновению отрыва потока с рабочей стороны лопатки (корытца). Вращение РК будет прижимать срывную зону к стенке лопатки и локализовывать ее. Из-за отклонения угла атаки от оптимального значения и возможного наличия отрыва КПД ступени $\eta_к$ уменьшается.

Поскольку при *n=const*, мощность, подводимая к компрессору, не меняется, то рост расхода рабочего тела $G_в$ приведет к тому, что работа, подводимая к 1 кг рабочего тела уменьшится, а это приведет к снижению степени сжатия $\pi_к^*$. Сказанное можно подтвердить изменением планов скоростей ступени осевого компрессора (рисунок 3.42). Видно, что увеличение расхода при *n=const* снижает ΔW_u, что говорит о снижении затраченного напора $H_Т$.

При существенном увеличении расхода в «горле» (самом узком месте) ЛВ относительные скорости становятся равными скорости звука и “горло” “запирается”, т.е. не может пропустить больший объемный расход воздуха. За “горлом” возникает сверхзвуковая область течения, которая замыкается скачками уплотнения с присущими им волновыми потерями. Это и приводит к снижению

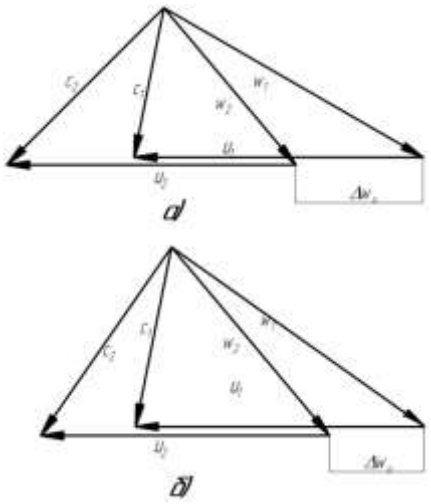
напора и КПД, при этом правые ветви зависимостей $\pi_к^*, \eta_к = f(G_в)$ становятся приближаются к вертикальному направлению.



Пунктир – треугольник скоростей на расчетном режиме;

Сплошная линия – треугольник скоростей при увеличенном расходе рабочего тела

Рисунок 3.41 - Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения



а) – расчетный режим;

б) – увеличенный расходе рабочего тела

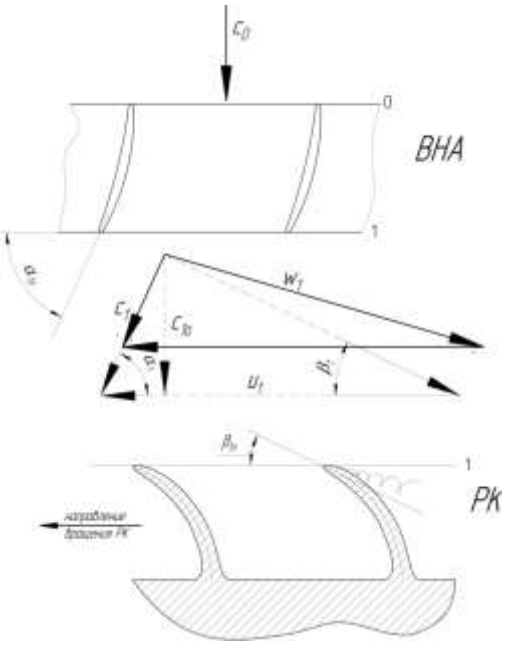
Рисунок 3.42 - Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Таким образом, рост расхода рабочего тела $G_в$ по сравнению с расчетным значением приводит к уменьшению КПД $\eta_к$ компрессора, и степени сжатия $\pi_к^*$.

При уменьшении $G_в$ относительно расчетного значения осевая составляющая скорости c_{1a} уменьшается. Направление скорости c_1 не изменяется. Поэтому при неизменной частоте вращения угол β_1 уменьшится и угол атаки i станет положительным (рисунок 3.43). Это приводит к возникновению отрыва потока с нерабочей стороны лопатки (спинки). При этом лопатка, вращаясь, стремится “уйти” от срыва. В результате, область срыва стремится занять всю область межлопаточного канала и «загромождает» его проходное сечение. Таким образом, отрыв со спинки гораздо более опасен и в большей мере снижает КПД ступени $\eta_к$.

Из-за снижения расхода G_B при $n=const$ увеличивается работа, передаваемая каждой единице массы воздуха, что сопровождается ростом степени сжатия $\pi_к^*$. Сказанное можно подтвердить изменением планов скоростей ступени осевого

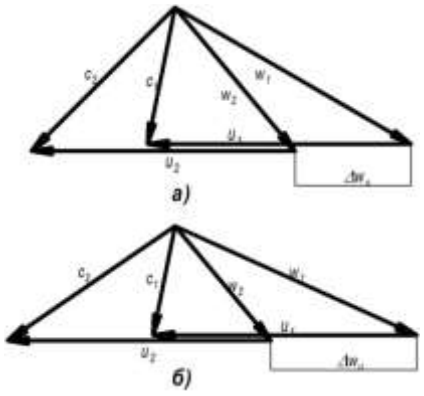
компрессора (рисунок 3.44). Видно, что уменьшение расхода при *n=const* увеличивает ΔW_u, что говорит о росте затраченного напора H_T. В то же время значительное увеличение потерь из-за отрыва на спинке снижает подводимую к рабочему телу работу и при достижении некоторого значения расхода воздуха G_B степень сжатия начинает уменьшаться. В конечном итоге уменьшение расхода приведет к полномасштабному срыву, который проявляется в виде повышенных пульсаций потока и приводит к резкому снижению напора и КПД. Эксплуатация при расходах меньших, чем в точке срыва невозможна.



Пунктир – треугольник скоростей на расчетном режиме;

Сплошная линия – треугольник скоростей при уменьшенном расходе рабочего тела

Рисунок 3.43 - Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при уменьшении расхода воздуха относительно расчетного значения



а) – расчетный режим;

б) – увеличенный расходе рабочего тела

Рисунок 3.44 Изменение плана скоростей осевого компрессора при уменьшении расхода воздуха относительно расчетного значения

Это приводит к тому, что максимум $\pi_к^*$ находится левее расчетного режима.

Зависимость, параметров характеризующих работу компрессора от расхода воздуха через него $\pi_к^*, \eta_к = f(G_в)$ при *n=const,* (рисунок 3.45) называется ***напорной линией*** или ***напорной характеристикой***.

3.8.3 Характеристика компрессора

При эксплуатации, компрессор редко работает на строго фиксированной частоте вращения *n*. Поэтому, на практике получают семейство напорных линий при разных *n*, которые образуют характеристику компрессора (рисунок 3.46).

При увеличении *n* увеличивается затраченный напор $H_т$ компрессора, что приводит к росту степени сжатия $\pi_к^*$. Кроме того, при увеличении частоты вращения возрастают усилия, с которыми лопатка действует на рабочее тело, находящееся в межлопаточном канале, что в конечном итоге увеличивает его расход $G_в$. Все это приводит к тому, что напорная линия на характеристике смещается вправо вверх (рисунки 3.46, 3.47).

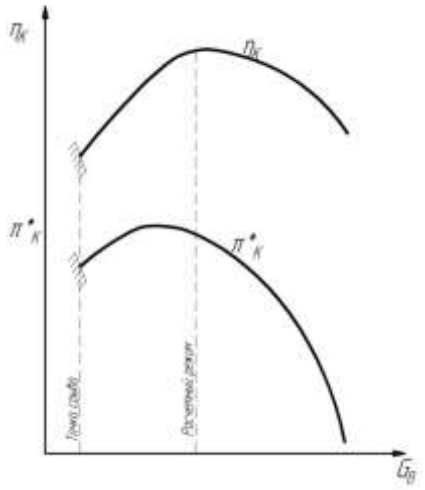


Рисунок 3.45 - Типовой вид напорной характеристики ступени компрессора

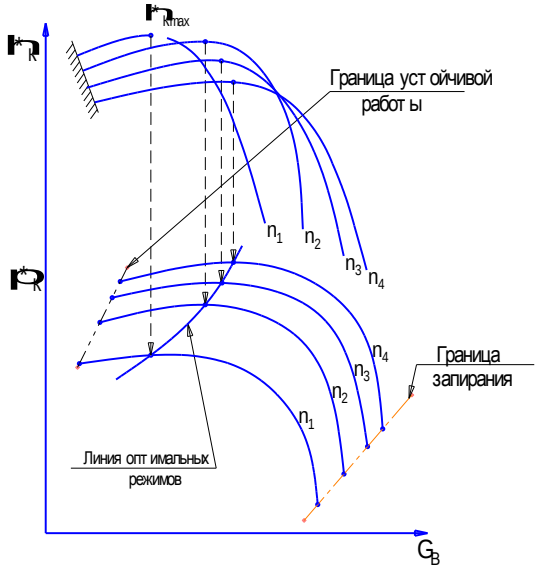


Рисунок 3.46 - Типовая характеристика центробежного компрессора

На практике используют характеристики в виде зависимости $\pi_к^* = f(G_в, n)$ с нанесенными на них линиями постоянного КПД $\eta_к = const$ (рисунок 3.47).

Линия, соединяющая точки срыва разных напорных линий образует границу срыва. Работа на режимах близких к границе срыва сопровождается интенсивными пульсациями потока в компрессоре с резким ухудшением параметров и увеличением нагрузок на лопатки. Поэтому стараются проектировать силовые установки так, чтобы рабочие точки на характеристики компрессора находились достаточно далеко от границы срыва.

Количественная оценка запаса газодинамической устойчивости (запаса до срыва) производится при неизменной частоте вращения *n = const* по коэффициенту газодинамической устойчивости:

$$К_у = \frac{\pi^*_{кг}/G_{вг}}{\pi^*_{кр}/G_{вр}}, \qquad (31)$$

где $\pi^*_{кр}$, $\pi^*_{кг}$ - степени повышения давления в рабочей точке и на границе устойчивости (срыва);

$G_{вр}$ и $G_{вг}$ - соответствующие им расходы воздуха.

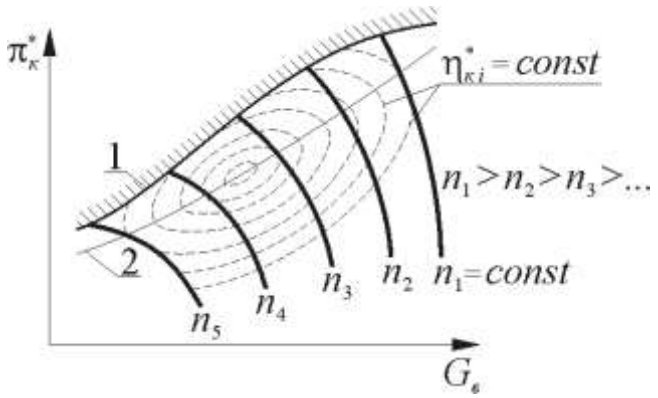
Величина

$$\Delta К_у = (К_у - 1) \cdot 100\% \qquad (32)$$

называется запасом газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора. $\Delta К_у = 5 \ldots 20\%$

Характеристики строят в универсальных или безразмерных параметрах, не зависящих от условий, в которых были получены. Преобразование характеристик в универсальный вид основано на теории подобия. Два потока подобны при выполнении трех условий:

- геометрического подобия;
- кинематического подобия – подобия полей скоростей;
- динамического подобия – подобия силовых полей.



1 – граница срыва;
2 – линия оптимальных режимов.

Рисунок 3.47 - Наиболее распространенная форма представления характеристики компрессора

В ЛМ эти условия выполняются при равенстве в сопоставляемых потоках осевых и окружных чисел Маха M_a и M_u. Числа Маха в эксплуатационной практике не всегда удобны, поэтому з вместо них применяют соответствующие приведенные скорости $\lambda_{\text{а}}$ и λ_u.

По теории подобия возможны 2 варианта построения универсальных характеристик:

– построение характеристике в приведенных параметрах (рисунок 3.48);
– построение характеристике в универсальных параметрах (рисунок 3.49).

Приведенными называются значения параметров при испытании в стандартных атмосферных условиях (САУ) ($\text{Т}_\text{Н} = 288{,}16\text{К}$, $\text{р}_\text{н} = 101325\text{Па}$).

Формулы для определения параметров в САУ на основе теории подобия:

$$G_{\text{впр}} = G_{\text{в}} \frac{101325}{\text{р}_\text{н}} \sqrt{\frac{\text{Т}_\text{н}}{288}}, \text{Па}. \qquad (33)$$

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{\text{Т}_\text{н}}{288}}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \qquad (34)$$

Во втором подходе применяются универсальные переменные:

– вместо расхода рабочего тела $G_{\text{в}}$ комплекс $G_{\text{в}}\sqrt{\text{Т}^*}/\text{р}^*$, который однозначно определяется критерием подобия M_a, т.е. сам является критерием подобия.
– вместо частоты вращения n комплекс $n/\sqrt{T^*}$, который однозначно определяется критерием подобия M_u, т.е. сам является критерием подобия.

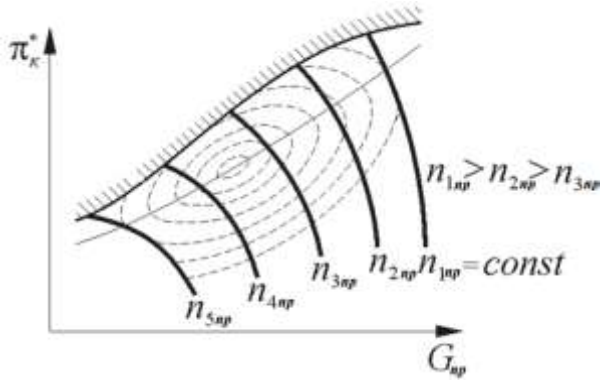


Рисунок 3.48 - Типовой вид характеристики компрессора построенной по приведенным параметрам

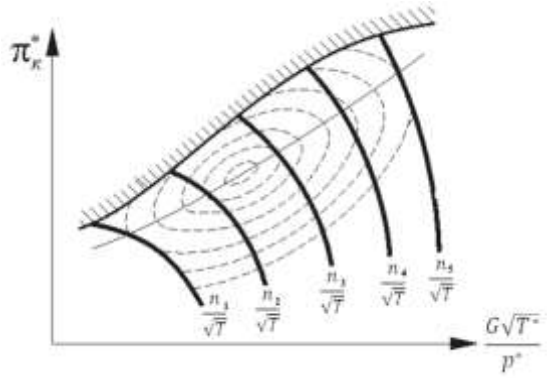


Рисунок 3.49 - Типовой вид характеристики компрессора построенной по универсальным параметрам

3.9 Многоступенчатые осевые компрессоры

3.9.1 Основные параметры многоступенчатого компрессора

Степень повышения давления в одной ступени осевого компрессора не превышает 1,7; общая степень повышения давления в компрессоре составляет 10..40, за счет использования многоступенчатых конструкций. Сечение перед входом в ВНА компрессора обозначают «в», на входе в ступени – I, II, III, и т.д. Если ВНА отсутствует, то сечения «в» и I совпадают. Сечение «к» находится за последней ступенью компрессора. Для характеристики многоступенчатых осевых компрессоров (МОК) используют:

Степень повышения давления

$$\pi_K^* = \frac{p_K^*}{p_B^*} \text{ или } \left(\pi_K = \frac{p_K}{p_B}\right) \qquad 3.1$$

Удельная производительность, т.е. расход воздуха через единицу общей габаритной площади на входе в компрессор:

$$G_F = \frac{G_B}{F_B} \qquad 3.2$$

Работа вращения вала компрессора и *изоэнтропическая работа*, которые определяются из уравнения сохранения энергии:

$$L_K^* = i_K^* - i_B^*, \qquad L_{SK}^* = i_{SK}^* - i_B^*$$

или, после преобразований:

$$L_{SK}^* = \frac{k}{k-1} R \cdot T_B^* \left(\left(\pi_K^*\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \qquad 3.3$$

Изоэнтр*опический КПД компрессора:*

$$\eta_K = \frac{i_{SK}^* - i_B^*}{i_K^* - i_B^*} = \frac{L_{SK}^*}{L_K^*} \qquad 3.4$$

Мощность, затрачиваемая на вращение компрессора:

$$N_K = G_B \cdot L_K \qquad 3.5$$

Работа, затрачиваемая на вращение компрессора, в соответствии с уравнением сохранения энергии равна сумме работ на вращение всех ступеней:

$$L_K = \sum_{i=1}^{z} L_{CT_i} \qquad 3.6$$

Степень повышения давления в компрессоре равна произведению степеней повышения давления в отдельных ступенях:

$$\pi_K^* = \frac{p_K^*}{p_B^*} = \frac{p_{II}^*}{p_B^*} \cdot \frac{p_{III}^*}{p_{II}^*} \cdot \ldots \cdot \frac{p_K^*}{p_Z^*} = \prod_{i=1}^{Z} \pi_{CT_i}^* \qquad 3.7$$

Связь КПД компрессора и ступеней. Из уравнения 3.4 следует

$$L_K^* = \frac{L_{SK}^*}{\eta_K}$$

Аналогичное уравнение можно записать и для любой ступени. Согласно уравнению 3.6 можно записать $\frac{L_{SK}^*}{\eta_K} = \sum \frac{L_{CT_i}^*}{\eta_{CT}}$, откуда:

$$\eta_K = \frac{L_{SK}^*}{\sum \frac{L_{S_CT}^*}{\eta_K}} \qquad 3.8$$

Если принять, что КПД у всех ступеней одинаков и обозначить его η_0, то:

$$\eta_K = \eta_0 \frac{L_{SK}^*}{\sum L_{S_CT}^*} \qquad 3.9$$

3.9.2 Изменение размеров проточной части компрессора

Запишем уравнение неразрывности для входного и выходного сечений компрессора:

$$\rho_K \cdot c_{a\,K} \cdot F_K = \rho_B \cdot c_{a\,B} \cdot F_B .$$

Увеличение плотности воздуха по мере его сжатия должно сопровождаться либо снижением осевой составляющей абсолютной скорости c_a, либо уменьшением площади проточной части. При $c_a = const$ высота лопаток последних ступеней окажется очень мала, что приведёт к резкому увеличению концевых потерь и снижению КПД.

Чтобы резко не уменьшать высоту лопаток, на последних ступенях уменьшают c_a. Однако интенсивное уменьшение c_a может вызвать значительное уменьшение угла β_1, что решётка уже не сможет осуществить бессрывной поворот потока (рисунок 3.50).

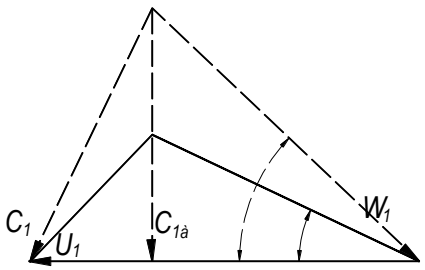


Рисунок 3.50 - Треугольник скоростей при уменьшении c_a

Наименьшее значение c_a связано с минимально допустимым значением угла β_1 ≈ 30°. Обычно на последних ступенях c_a составляет 110..120 м/с.

Уменьшение высоты лопаток от ступени к ступени можно за счет уменьшения наружного диаметра, увеличением диаметра втулки или одновременным изменением периферийного и втулочного диаметров при сохранении постоянным среднего диаметра.

При $D_K = const$ средний диаметр растёт, поэтому растёт работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях, что может привести к уменьшению числа ступеней. Однако при прочих равных условиях более интенсивно уменьшается высота лопаток последних ступеней, что снижает КПД компрессора.

При условии $D_{BT} = const$ уменьшается диаметр D_{CP}, что способствует менее резкому снижению высоты лопаток, но уменьшается работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях. Число ступеней возрастает.

Поэтому в авиационных ГТД часто применяют схему $D_{CP} = const$. Она является компромиссом двух предыдущих схем в том смысле, что обладает недостатками последних в меньшей степени, хотя и является технологически более сложной.

3.9.3 Распределение работ сжатия в осевых компрессорах

Ступени одного и того же ОК работают в неодинаковых условиях:

На входе в первые ступени практически всегда имеет место окружная и радиальная неравномерность потока, обусловленная атмосферными процессами и условиями полета, следовательно, элементы даже одной ступени в этом случае обтекаются потоком с нерасчётными числами λw1 i, поэтому η*ст i первых ступеней не может быть высоким;

В последних ступенях, где имеют место малые высоты лопаток hл i, сказывается влияние повышенных относительных величин радиального зазора $\bar{\delta}$r i, в результате и последние ступени имеют объективно пониженные значения η*ст i.

Эти физические соображения определяют различие работ сжатия между ступенями в МОК. На рисунке 3.51 представлено Характерное изменение параметров потока в МОК. На рисунке 3.52 приведены возможные схемы распределения $H^*_{\text{ст}\,i}$ в ступенях.

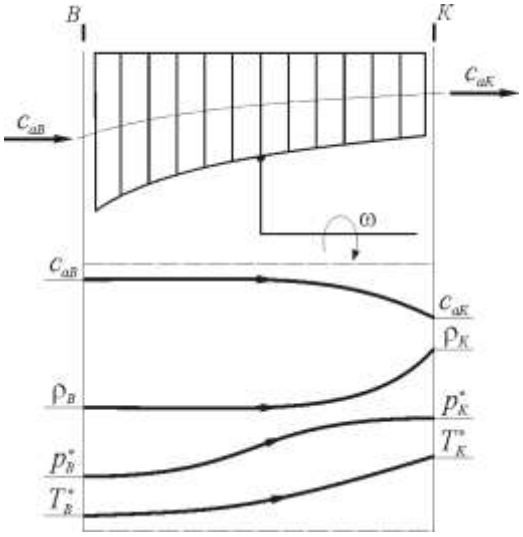


Рисунок 3.51 - Характерное изменение параметров потока в МОК

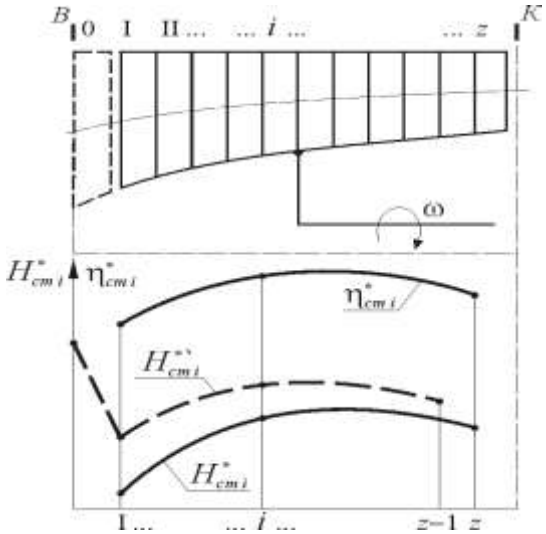


Рисунок 3.52 - Типичное изменение <u>Н*ст i и η*ст i в МОК</u>

В первых ступенях и в меньшей мере в последних ступенях работа сжатия $H^*_{\text{ст}\,i}$ заметно снижена по сравнению с работой, приходящейся на каждую из средних ступеней.

Характер изменения $H^*_{\text{ст}\,i}$ в МОК определяется не только пониженными $\eta^*_{\text{ст}\,i}$ в первых и последних ступенях, но и другими соображениями: первая ступень работает при самой низкой температуре воздуха, поэтому подвод большой работы

H_1^* обусловливает высокое значение λ_{w1} на периферии лопаток, которое может превысить предельное значение ($\lambda_{w1} \leq 1{,}3$), что ограничивает величину работы $H^*_{ст}$ на первых ступенях; работу сжатия, приходящуюся на каждую из последних ступеней, также приходится уменьшать из-за невозможности поддержания высоких $\Delta w_{u\,i}$ при снижающихся значениях $c_{a\,i}$.

Если принять среднее значение работы сжатия в ступени, определяемое величиной $L_к^*/z$, за 100% то обычно $L^*_{ст1}$ = 55...75%, $L^*_{ст11}$ = 75...90%, а $L^*_{ст\,z}$ = 80...90%.

Соответственно $\eta^*_{ст\,1}$ снижают на 3...4%, а $\eta^*_{ст\,z}$ - на 1,5...2%. Такое распределение $H^*_{ст\,i}$ и $\eta^*_{ст\,i}$ характерно для МОК с числом ступеней $z > 6$. В некоторых случаях, при модернизации уже спроектированного МОК или с целью повышения $\pi^*_{к\Sigma}$, к нему добавляется спереди “нулевая” трансзвуковая ступень (рисунок 3.52). В этом случае распределение $H^{*\prime}_{ст\,i}$ носит иной характер: трансзвуковая ступень выполняется сильно нагруженной, а в дозвуковой части компрессора характер распределения $H^{*\prime}_{ст\,i}$ остается прежним (пунктирная линия на рисунке 3.52). Но вследствие повышения температуры воздуха за трансзвуковой ступенью и при сохранении прежнего значения λ_{w1} абсолютные значения работ сжатия в ступенях I, II, ..., z могут быть несколько увеличены. Если же при этом поставить условие неизменности $\pi^*_к$, то новое распределение $H^{*\prime}_{ст\,i}$ позволяет снизить потребное число ступеней z МОК.

3.9.4 Распределение работ сжатия в двух- и трёхкаскадных осевых компрессорах

Рассмотрим некоторые особенности распределения работ сжатия между ступенями многокаскадного ОК. Наиболее часто встречаются двухкаскадные ОК, причем первый по ходу воздушного потока каскад (рисунок 3.53) называется каскадом (или компрессором) низкого давления (КНД), а второй - компрессором высокого давления (КВД).

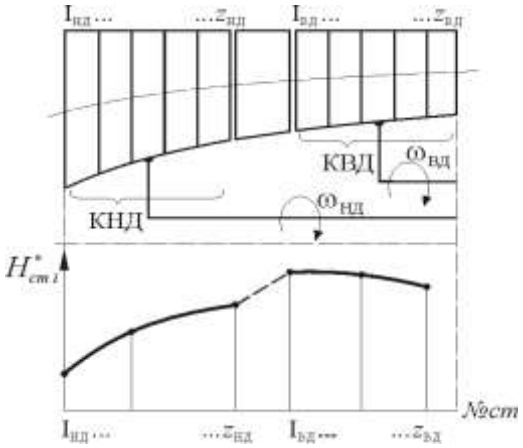


Рисунок 3.53 - Распределение Н*ст i в двухкаскадном МОК

Два каскада (или три каскада, если ОК трёхкаскадный) образуют осевой компрессор.

Распределение работы сжатия между КВД и КНД выбирается с учетом возможностей турбин, приводящих во вращение соответствующие каскады, но обычно $\pi^*_{КВД}$ несколько выше $\pi^*_{КНД}$.

Одна из причин, обусловливающих разделение МОК на каскады, каждый из которых имеет свою частоту вращения n_i, состоит с том, что вследствие подогрева воздуха в группе передних ступеней при одинаковых уровнях $\lambda_{w\,i}$ группы средних и тем более последних ступеней могут иметь более высокие окружные скорости u_i.

Распределение $H^*_{ст\,i}$ в многокаскадном ОК имеет такой же характер, как и в ОК обычной формы (рисунок 3.52). Однако более высокие окружные скорости КВД позволяют скачкообразно поднять абсолютные значения работ $H^*_{ст\,i}$ в последнем (рисунок 3.53)В результате в многокаскадном ОК при одинаковой $\pi_к^*$ число ступеней $z_к$ меньше, чем в компрессоры обычной формы. Многокаскадная схема ОК позволяет облегчить запуск ГТД и его эксплуатацию.

3.10 Работа компрессора в нерасчетных условиях. Регулирование компрессоров.

3.10.1 Характеристики компрессора в условиях неравномерного и нестационарного потока на входе

Перед компрессором расположен воздухозаборник, предназначенный для частичного преобразования скоростного напора в потенциальную энергию давления и создания приемлемых радиальных и окружных полей скоростей на входе в компрессор. В эксплуатации возможны случаи, когда поток к воздухозаборнику притекает не вдоль оси, а под некоторым углом α_1 (полёт на нерасчётных углах атаки или со скольжением на крыло, работа на старте при боковом ветре.). При этом со стороны скоса потока в воздухозаборнике возникает местная повышенная диффузорность, сопровождающаяся отрывом (рисунок 3.54).

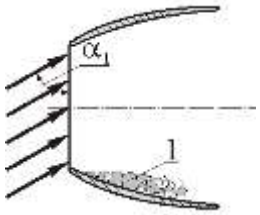


Рисунок 3.54 Угловое притекание потока к воздухозаборнику:

1 - местный отрыв потока

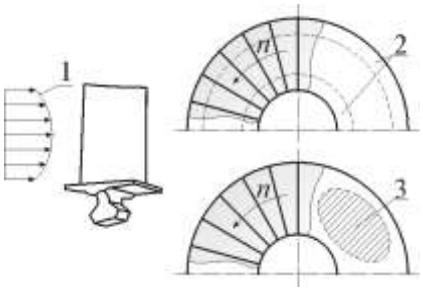


Рисунок 3.55 - Радиальная и окружная неравномерность полей скоростей:

1 - эпюра (поле) скоростей; 2 - области с пониженными скоростями; 3 - местная зона с пониженными скоростями

В сверхзвуковом воздухозаборнике происходит значительное преобразование скоростного напора в давление. При числе $M_п$ = 2,2 статическое давление в воздухозаборнике увеличивается примерно в 10 раз. Такое преобразование сопровождается появлением радиальной и окружной неравномерности полей скоростей, а также пульсаций (турбулентности) потока. Поток, имеющий стационарные радиальные и окружные поля скоростей, называется ***неравномерным***, а если имеется турбулентность, то ***неоднородным*** (рисунок 3.55).

На ГДУ компрессора окружная неравномерность оказывает большее влияние, чем радиальная. Это установлено экспериментальным путем и объясняется тем, что радиальная неравномерность изменяет характер течения в каждом канале по

высоте лопатки одинаковым образом и не приводит к изменению взаимодействия между каналами. В отличие от радиальной, окружная неравномерность изменяет взаимодействие соседних каналов, что сказывается отрицательно на работе последующих ЛВ. Такое изменение взаимодействия может проявляться, например, в виде растекания потока за ЛВ из зоны повышенного давления в зону пониженного давления, что приводит к увеличению угла атаки и, следовательно, к возникновению срывных явлений (рисунок 3.56). Растекание потока против вращения РК увеличивает углы атаки и срывная зона (если возникает) будет вращаться с меньшей скоростью, чем колесо.

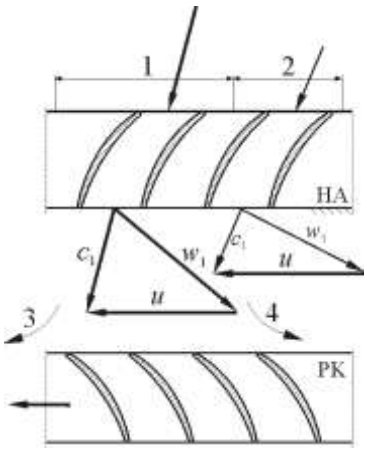


Рисунок 3.56 - Растекание потока за лопаточным венцом НА:
1 - зона повышенного давления; 2 - зона пониженного давления; 3 - растекание с уменьшением угла атаки; 4 - растекание с увеличением угла атаки

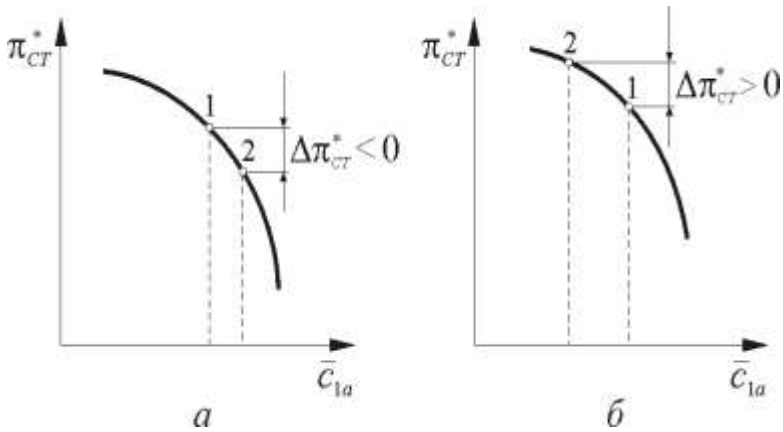


Рисунок 3.57 - Иллюстрация работы ступени на правой ветви характеристики:
а - зона с повышенным давлением p^*_1; *б* - зона с пониженным давлением; 1 - точка, соответствующая работе на исходном режиме при равномерном давлении $p^*_1 = p^*_{1\,ср}$; 2 - точки, соответствующие работе частей лопаточных венцов при окружной неравномерности потока

Рассмотрим особенности работы двух частей лопаточного венца ступени, одна из которых расположена в зоне с повышенным давлением на входе p_1^*, а другая - в зоне с пониженным давлением. Анализ выполним для случаев с различной крутизной характеристики: ступень работает на правой ветви напорной характеристики; ступень работает на левой ветви характеристики. Под крутизной понимается отрицательная величина производной $(\pi^*_{ст})' = \partial\pi^*_{ст}/\partial\,\bar{c}_a$, где $\bar{c}_a = c_{1a}/u_к$ - коэффициент расхода.

Рассмотрим случай, когда ступень работает на правой ветви характеристики (рисунок 3.57) При неравномерном входном потоке статическое давление мало изменяется в поперечном сечении перед компрессором, поэтому величины осевых скоростей будут следовать за величинами полных давлений. На этом основании

при переходе от равномерного потока к неравномерному режимы работы изменяются следующим образом: в той части ЛВ, на входе в которую будет повышенное давление, режим сместится в сторону больших значений $\bar{c}_a$ с соответствующим снижением $\pi^*_{ст}$, т.е. будем иметь $\Delta\pi^*_{ст} < 0$; в другой части ЛВ, перед которой давление будет пониженное, режим сместится в сторону меньших значений $\bar{c}_a$ и соответственно увеличится $\pi^*_{ст}$, т.е. $\Delta\pi^*_{ст} > 0$. В результате неравномерность давления за ступенью $p_3^* = p_1^* \pi^*_{ст}$ будет меньше, чем перед ней.

Считается, что ступень, работающая на правой ветви напорной характеристики, обладает выравнивающей способностью. При прохождении через ступень неравномерность потока уменьшается.

Рассмотрим второй случай, когда ступень работает на левой ветви характеристики (рисунок 3.58). При переходе от равномерного потока к неравномерному в первой части лопаточного венца (рисунок 3.58, *а*), на входе в которую поступает поток с повышенным давлением из-за смещения режима в сторону больших величин $\bar{c}_a$, получим $\Delta\pi^*_{ст} > 0$; во второй части лопаточного венца, перед которой давление понизится из-за смещения режима в сторону меньших величин $\bar{c}_a$, получим $\Delta\pi^*_{ст} > 0$. Следовательно, давление за ступенью $p_3^* = p_1^* \pi^*_{ст}$ будет иметь большую неравномерность, чем перед ступенью.

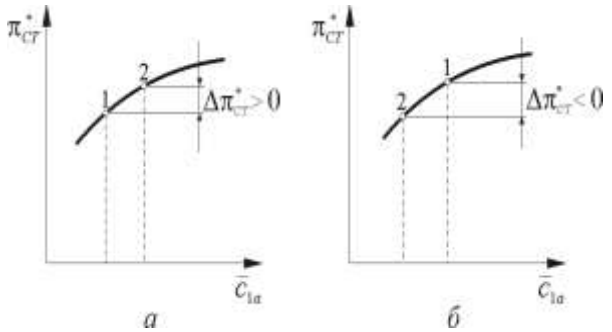


Рисунок 3.58 - Иллюстрация работы ступени на левой ветви характеристики:

а - зона с повышенным давлением; *б* - зона с пониженным давлением

Таким образом, ступень, работающая на левой ветви напорной характеристики, усиливает неравномерность потока при его прохождении через ступень.

С увеличением изгиба профилей крутизна уменьшается и может проявиться левая ветвь характеристики, например, втулочных частей ступеней вентилятора, профили которых из-за малых окружных скоростей приходится выполнять с повышенными изгибами. Значительные неравномерности приводят к

значительным углам атаки в зонах с пониженным давлением. Если неравномерность достигает сильно нагруженных, например средних ступеней, то увеличение углов атаки приводит к ранним срывам и может привести к помпажу двигателя, когда срыв охватит значительную часть лопаточных венцов. Неравномерность также деформирует характеристики, делая их менее крутыми.

Нестационарность влияет как мгновенная неравномерность, усиленная дополнительными влияниями колебательных явлений в воздушном столбе, находящемся в проточной части силовой установки. В результате неоднородность потока по сравнению с неравномерностью может приводить к более раннему срыву и, соответственно, к помпажу.

3.10.2 Срывные и неустойчивые режимы работы компрессора

Площадь проходных сечений проточной части компрессора на проектном режиме вычисляют так, чтобы обеспечить оптимальные осевые скорости и соответственно углы потока на входе в лопаточные венцы. При этом площади от входа к выходу будут уменьшаться вследствие увеличения плотности газа. В нерегулируемом компрессоре при изменении частоты вращения ротора будут изменяться работа сжатия, степень повышения давления $\pi_к^*$ и соответственно отношение плотностей и осевых скоростей в различных ступенях компрессора. Это следует из того, что расход воздуха через все сечения ПЧ одинаков. Для сечений на входе и произвольно выбранного внутри компрессора запишем:

$$F_1\, \rho_{м\,1}\, c_{a\,1} = F_i\, \rho_{м\,i}\, c_{a\,i}. \qquad (6.15)$$

Равенство (6.15) легко преобразуется в другое соотношение:

$$\frac{c_{a\,i}}{c_{a\,1}} = \frac{F_1}{F_i}\frac{1}{(\pi_i^*)^{1/n}}, \qquad (6.16)$$

так как $\rho_{м\,1}/\rho_{м\,i} = (p_1^*/p_i^*)^{1/n} = 1/(\pi_i^*)^{1/n}$,

где n - показатель политропы процесса сжатия в компрессоре; $\rho_м$ - массовая плотность воздуха в рассматриваемых сечениях. Из (6.16) видно, что отношение скоростей $c_{a\,i}/c_{a\,1}$ в основном определяется величиной π_i^*. Из соотношения между $c_{a\,i}$ и π_i^* вытекает, что при изменении частоты вращения будут изменяться и скорости в каждом сечении проточной части.

Рассмотрим, например, изменение c_a при уменьшении частоты вращения. В связи с уменьшением π_i^* (из-за уменьшения работы сжатия) отношение скоростей $c_{a\,i}/c_{a\,1}$ будет увеличиваться. С другой стороны, при уменьшении частоты вращения отношение окружных скоростей $u_i/u_1 = D_i/D_1$ изменяться не будет. Следовательно, треугольники скоростей в различных сечениях будут преобразовываться различным образом и, что важно, не будет их подобного преобразования. Рассмотрим треугольники скоростей на среднем радиусе на входе в РК первой, средней и последней ступеней (рисунок 3.59). При уменьшении частоты вращения n будет уменьшаться расход воздуха через компрессор и соответственно (почти пропорционально) уменьшится осевая скорость.

Отношение скоростей $c_{a\,i}/c_{a\,1}$ увеличится. Это означает, что c_a уменьшатся непропорционально уменьшению скорости u: $c_{a\,1}$ - в большей степени, а $c_{a\,z}$ (на входе в последнюю ступень) - в меньшей степени. Скорость $c_{a\,\text{ср}}$ (на входе в среднюю ступень) изменится ≈ пропорционально скорости u. Направления скоростей c_1 определяются, в основном, конструктивными углами лопаток на выходе из НА предыдущих ступеней, и поэтому практически не изменяются.

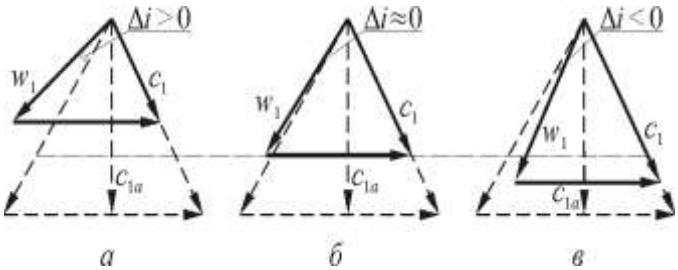


Рисунок 3.59 - Треугольники скоростей на среднем радиусе на входе:
а - в рабочее колесо первой ступени; *б* - средней ступени; *в* - последней ступени; – – – – - треугольники на проектном режиме; ——— - треугольники на нерасчётном режиме с $n < n_р$; – · – · – - линия, соответствующая изменению скоростей c_{1a} пропорционально изменению n

На рисунке 3.59 сплошными линиями показаны треугольники скоростей на пониженном режиме. При переходе от исходного к пониженному режиму углы атаки на входе в первую ступень увеличиваются, а на входе в последнюю ступень уменьшаются. На входе в среднюю ступень углы атаки практически не изменяются. При снижении частоты вращения ротора первые ступени нагружаются, а последние разгружаются по углам атаки.

При увеличении n разгружаются передние и нагружаются задние ступени. Такой характер изменения режима обтекания ЛВ обусловливает и особенности возникновения и развития срывных течений в многоступенчатых компрессорах.

При высоких частотах вращения значительное дросселирование приводит к появлению критических углов атаки в последних ступенях и при дальнейшем дросселировании - к срыву потока в этих ступенях. Возникновение срыва в одной из последних ступеней сопровождается образованием срывной зоны значительных размеров вследствие больших относительных диаметров втулок ($\bar{d}_{вт}$ = 0,7...0,85 и более), при которых треугольники скоростей почти не изменяются по высоте лопатки и углы атаки достигают критических значений сразу по всей её высоте.

Срывная зона создает сильный дросселирующий эффект, который приводит к распространению срыва на все остальные ступени. В результате образуется мощная срывная зона, пронизывающая все ступени и охватывающая в отдельных случаях около половины окружности. Вращается срывная зона с относительной угловой скоростью $\bar{\omega}$ = 0,1...0,4, где $\bar{\omega} = \omega/\Omega$; ω - угловая скорость вращения срывной зоны; Ω - угловая скорость вращения ротора компрессора.

Через срывную зону происходит выброс сжатого и нагретого воздуха с выхода на вход в компрессор.

При пониженных частотах вращения срывные явления развиваются следующим образом. Дросселирование компрессора приводит к появлению критически углов атаки на первых ступенях. Поскольку они имеют относительно длинные лопатки (малые относительные диаметры втулок $\bar{d}_{вт}$ = 0,3...0,6), то на критических углах атаки срывные зоны первоначально имеют небольшие размеры, захватывающие часть высоты лопаток первых ступеней, что не нарушает устойчивую работу всего компрессора. Такая картина определяется значительными отличиями треугольников скоростей по высоте лопаток. Дальнейшее дросселирование приводит к развитию срывной зоны, увеличению углов атаки в нескольких ступенях и к одновременному срыву потока во всем компрессоре.

На характеристике компрессора можно выделить 3 диапазона частот вращения, в каждом из которых срыв потока в компрессоре определяется первоначальным (инициирующим) срывом в различных группах ступеней (рисунке 3.60).

В первом диапазоне граница устойчивости определяется срывом потока в последних ступенях. Во втором диапазоне нарушение устойчивости вызывается срывом в первых или средних ступенях.

В третьем срыв возникает в первых ступенях, причем вначале (в заштрихованной области) компрессор в целом работает устойчиво. Срыв проявляется в виде повышенных пульсаций потока, особенно за первыми ступенями. Это область вращающегося срыва.

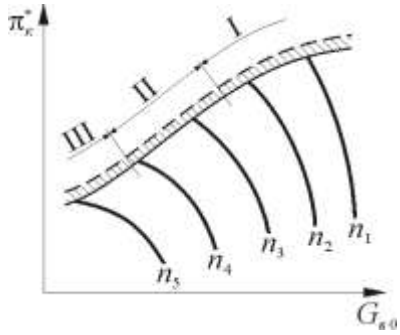


Рисунок 3.60 - Диапазоны изменения границы устойчивой работы в зависимости от частоты вращения

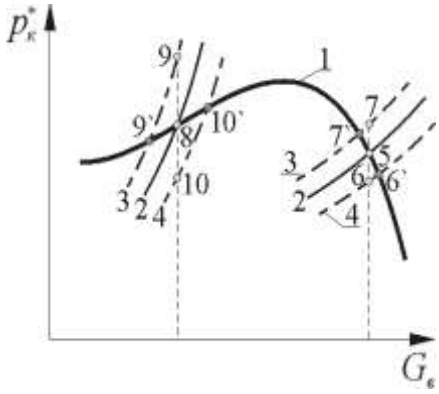


Рисунок 3.61 - Совместная работа компрессора с потребителем: 1 - напорная характеристика компрессора; 2 - исходная характеристика потребителя; 3, 4 - характеристики потребителя при возникновении малых возмущений; 5, 8 - точки совместной работы компрессора на правой и левой ветви напорной характеристики с потребителем соответственно; 6, 7, 9, 10 - первоначальное смещение точек при возмущённых характеристиках потребителя

3.10.3 Помпаж компрессора в системе двигателя

На некоторых нерасчётных режимах работы двигателя возможно возникновение низкочастотных колебаний воздуха по всей проточной части компрессора как результат развития срывных явлений. Эта крайняя форма неустойчивой работы компрессора называется помпажем. Помпаж характеризуется периодическими колебаниями давления и скорости воздуха со сравнительно низкой частотой. “та частота близка к собственной частоте массы воздуха, находящегося в ПЧ до ближайшего дросселя (до узкого сечения первого СА турбины), и составляет 10...20 Гц в зависимости от размерности двигателя. Помпажная частота колебаний слабо зависит от частоты вращения.

Для понимания причин возникновения помпажа рассмотрим совместную работу компрессора с потребителем (дросселем) (рисунок 3.61). При работе без возмущений совместный режим работы компрессора и потребителя изображается точками 5 и 8.

Пусть компрессор работает на правой ветви характеристики. При смещении характеристики потребителя вниз в первый момент времени вследствие

инерционности движения потока режим работы потребителя перейдет в точку 6. Возникает избыток давления за компрессором над потребным давлением для потребителя. Вследствие этого режим работы компрессора по напорной характеристике смещается в сторону пониженного давления, т.е. к точке $6'$. Режим работы потребителя по своей характеристике смещается в сторону повышенного давления, т.е. к точке $6'$. В результате осуществляется переход в новую точку совместного режима - точку $6'$.

При смещении характеристик потребителя вверх установится новый совместный режим, соответствующий точке $7'$. Пусть компрессор работает на левой ветви характеристики. При смещении характеристики потребителя вниз (к точке 10) потребное давление снизится, что приведет к переходу режима компрессора также со снижением давления, т.е. к переходу по характеристике компрессора влево от точки 8 (к линии 3). В то же время режим работы потребителя по своей новой характеристике перемещается вправо от точки 10 (к напорной линии). При таком противоположном движении точек новый совместный режим не наступает. Аналогично можно показать, что при смещении характеристики потребителя вверх также не наступает новый совместный режим.

Из этого следует, что при работе на левой ветви колебания характеристики потребителя не будут демпфироваться характеристикой компрессора, что и приведет к возникновению низкочастотных колебаний, т.е. к помпажу. Наклон напорной характеристики компрессора определяется величиной и знаком производной $(p_к^*)' = \partial p_к^* / \partial G_в$. Для левой ветви имеем $(p_к^*)' > 0$, а для правой - $(p_к^*)' < 0$. Рассмотренный механизм взаимодействия компрессора с потребителем не связан с какими-либо инерционными или динамическими эффектами, поэтому знак производной $(p_к^*)'$ является критерием статической устойчивости.

Первопричиной помпажа является срыв потока с лопаток компрессора, и основным способом борьбы с неустойчивостью компрессора на рабочих режимах является обеспечение углов атаки меньше их критических значений.

3.10.4 Работа компрессора по дроссельной характеристике

При работе двигателя по дроссельной характеристике режим обтекания ЛВ компрессора определяется его совместной работой с турбиной. В системе ТРД

изменение режима по его дроссельной характеристике связано с изменением частоты вращения. При этом на характеристике компрессора получается линия совместных установившихся режимов. Желательно, чтобы эта линия располагалась, по возможности, ближе к линии максимальных КПД компрессора. Расположение рабочей линии относительно границы срыва компрессора определяется потребными запасами ГДУ. Если ТРД не имеет регулируемых элементов в виде поворотных сопловых лопаток турбины или регулируемого сопла, то рабочая линия получается единственной для всех условий полета (рис. 6.18) до тех пор, пока в узком сечении реактивного сопла наступит критический режим течения газового потока ($q(\lambda) \approx 1$). Из условия обеспечения достаточных запасов ГДУ ограничивается максимальная приведенная частота вращения. Как отмечалось, при n_0 ниже проектного значения $n_{0\,\text{р}}$ углы атаки на первых ступенях увеличиваются, на последних - уменьшаются.

В системе одновального ТВД с винтом регулируемого шага дроссельная характеристика двигателя может осуществляться при постоянной частоте вращения $n = const$ вследствие того, что при изменении шага винта последний потребляет различные мощности на одной частоте вращения. Поэтому считается, что ТВД имеет две степени свободы. В ТВД дроссельным характеристикам при различных T_1^* на входе будет соответствовать область рабочих режимов на характеристике компрессора (рисунок 3.63).

Для увеличения мощности ТВД увеличивают подачу топлива, это приводит к росту температуры газов перед турбиной, теплового сопротивления сети, и по напорной линии $n_0 = const$ рабочая точка перемещается вверх, приближаясь к границе срыва. Если ТВД выполнен по двухкаскадной схеме, то каскад КВД (внутренний каскад) имеет, как и компрессор ТРД, единственную рабочую линию.

В двухвальном ТРД с нерегулируемым реактивным соплом каждый из каскадов компрессора обладает единственной рабочей линией, если в узком сечении сопла режим течения критический. В полетных условиях режим обычно крейсерский. В диапазоне рабочих режимов КПД. компрессора по дроссельной характеристике изменяется: в ТРД, предназначенном для дозвуковых скоростей полета, на 6...7%. а в ТРД для дозвуковых и сверхзвуковых скоростей полета - на 6... 10%.

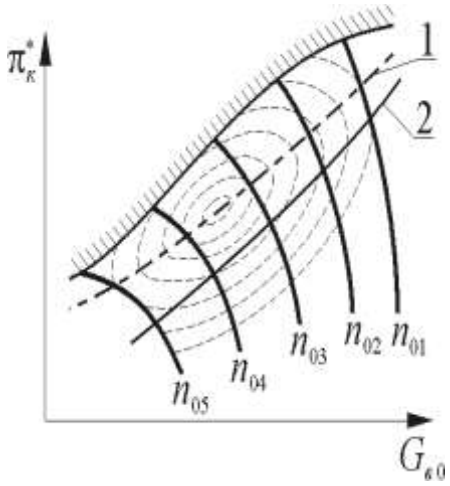


Рисунок 3.62 - Линия рабочих режимов на характеристике компрессора ТРД:
1 - линия максимальных к.п.д.;
2 - линия рабочих режимов

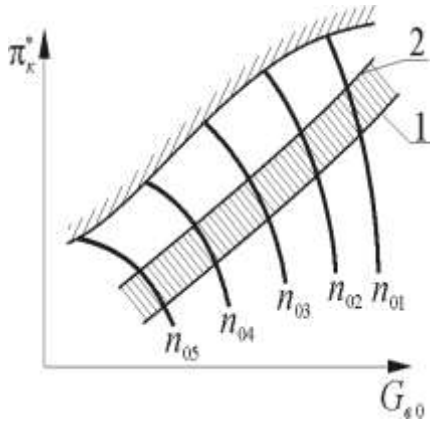


Рисунок 3.63 - Область рабочих режимов на характеристике компрессора ТВД:
1 - линия, соответствующая минимальным крейсерским режимам;
2 - линия, соответствующая максимальным режимам

3.10.5 Способы регулирования многоступенчатых компрессоров

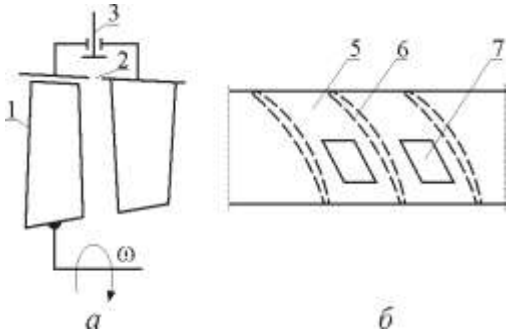


Рисунок 6.34 - Схемы выполнения перепускного устройства: *а* - перепуск за рабочим колесом; 1, 2 - щель для перепуска; 3 - клапан перепуска; 4 - направляющий аппарат; *б* - перепускные окна на периферии направляющего аппарата; 5 - вид сверху (снаружи) на направляющий аппарат; 6 - лопатки НА; 7 - окна перепуска

Современные газотурбинные двигатели имеют компрессоры со сравнительно высокими $\pi_к^*$ на проектном режиме, ступени выполняются с повышенной газодинамической нагрузкой. Такие компрессоры обязательно должны иметь регулируемые элементы (механизацию) для обеспечения ГДУ во всем диапазоне рабочих режимов: от малого газа до максимального. Для снижения мощности запуска и обеспечения достаточных запасов ГДУ на пусковых режимах и режимах вблизи малого газа часто ВНА выполняется с поворотными лопатками, тогда он называется “регулируемый направляющий аппарат” (РНА). Кроме того, за средними ступенями выполняется устройство для регулируемого перепуска воздуха. На основных рабочих режимах, на которых существенное значение имеют экономичность или величина тяги, механизация должна быть в оптимальном положении: лопатки РНА должны обеспечивать оптимальные углы атаки на входе в колеса первых ступеней, клапаны перепуска

должны быть в закрытом положении. Перепуск осуществляется через щели, выполненные за РК, или через отверстия, расположенные равномерно по окружности между лопаток направляющего аппарата (рисунок 3.64). Устройство перепуска располагается за средними ступенями, потому что оно предназначено для разгрузки по углам атаки первых ступеней на пониженных режимах. Если устройство расположить сразу за первыми ступенями, то при его включении нагружались бы средние ступени (по углу атаки) из-за уменьшения расхода воздуха (осевой скорости перед ними). Обычно устройство перепуска воздуха бывает открыто до частоты вращения, начиная с которой углы атаки в первых ступенях станут меньше критических, и запасы ГДУ будут достаточны с закрытыми клапанами. При открытом устройстве перепуска на малых режимах увеличиваются углы атаки на задних ступенях и соответственно изменяется КПД. Это приводит к уменьшению мощности запуска. С другой стороны, при открытом устройстве перепуска выброс воздуха в атмосферу или наружный контур ТРДД нежелателен из-за ухудшения экономичности всего двигателя, так как выбрасывается воздух, на сжатие которого затрачена энергия. На основных рабочих режимах устройство перепуска должно быть закрыто. Частота вращения “закрытия перепуска” устанавливается экспериментально. Лопатки РНА на малых режимах устанавливают в прикрытое положение (рисунок 3.65).

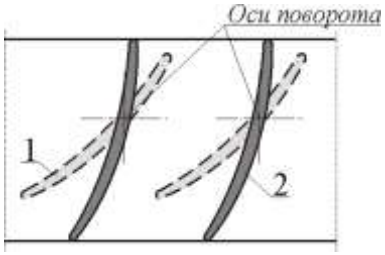


Рисунок 3.65 - Схема положения лопаток РНА при малых и повышенных частотах вращения: 1 - прикрытое положение; 2 - основное положение

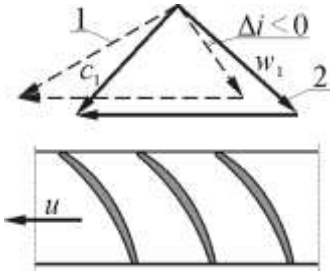


Рисунок 3.66 - Снижение угла атаки на входе в колесо при прикрытии лопаток РНА:
1 - треугольник скоростей с прикрытыми лопатками РНА;
2 - треугольник скоростей при основном положении лопаток РНА

Прикрытие лопаток РНА уменьшает углы атаки на входе в рабочее колесо (рисунок 3.66). Обычно лопатки РНА имеют два положения: прикрытое и основное (пусковое и рабочее). Частота вращения, на которой нужно перекладывать лопатки в основное положение, устанавливается экспериментально, исходя из условия

обеспечения достаточных запасов ГДУ, с одной стороны, и получения максимально возможных к.п.д., с другой стороны. В компрессорах двигателей, предназначенных для значительных сверхзвуковых скоростей полета ($M_п$>2), возникает необходимость регулирования нескольких направляющих аппаратов. Это обусловлено тем, что в таких двигателях компрессор должен обладать характеристикой со сравнительно большим диапазоном приведенных частот вращения, в котором требуются высокие к.п.д. при достаточных запасах ГДУ. В практике нашли применение конструкции компрессоров, у которых регулируются направляющие аппараты:

одной первой ступени;

нескольких (до семи) первых ступеней.

Разрабатывались также конструкции с регулированием нескольких передних и задних ступеней. Очевидно, что угол поворота лопаток связан с приведенной частотой вращения. На пониженных частотах лопатки аппаратов первых ступеней будут прикрываться, а задних - раскрываться. Величина угла поворота будет наибольшей у лопаток аппаратов первых и последних ступеней и уменьшится к середине компрессора, так как на средних ступенях при изменении режима работы всего компрессора углы атаки изменяются незначительно, и, естественно, нет необходимости в регулировании их направляющих аппаратов. Примерная программа регулирования показана на рисунке 3.67.

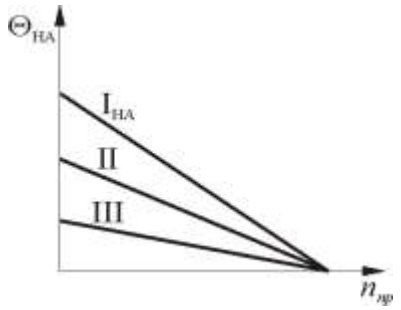


Рисунок 3.67 - Управление поворотными лопатками первых трех ступеней многоступенчатого компрессора:

$\Theta_{НА}$ - угол поворота лопаток

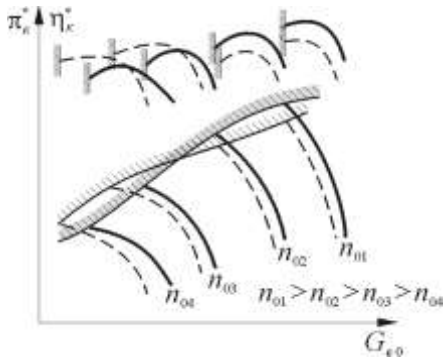


Рисунок 3.68 - Характеристика компрессора с двумя положениями РНА:

——— - рабочее положение лопаток;

На малых частотах вращения углы атаки на входе в колеса первых ступеней выше оптимальных, а на входе в колеса последних ступеней - ниже оптимальных.

Прикрывая лопатки аппаратов первых ступеней, можно уменьшать углы атаки и соответственно увеличивать запасы ГДУ первых ступеней, а раскрывая лопатки аппаратов последних ступеней, увеличивать углы атаки и КПД. этих ступеней. Таким образом, одновременное регулирование лопаток аппаратов первых и последних ступеней должно давать существенное улучшение характеристик компрессора и двигателя в целом.

3.10.6 Характеристики регулируемого многоступенчатого компрессора

Наличие РНА в конструкции компрессора приводит к изменению его характеристик. Рассмотрим изменение характеристики при пусковом положении лопаток РНА на входе в компрессор (рисунок 3.68). Видно, что пусковое положение лопаток обусловливает смещение напорных характеристик в сторону меньших расходов воздуха и $\pi_к^*$.

Объясняется это тем, что одновременно с уменьшением углов атаки уменьшается поворот потока в первом колесе и соответственно его работа (напорность). Это приводит к снижению $\pi_к^*$. Смещение границы в сторону меньших расходов связано с тем, что при малых частотах вращения положение границы определяется срывом первых ступеней. Уменьшение углов атаки на входе в колесо первой ступени позволяет уменьшать расход воздуха до тех пор, пока вновь не будут достигнуты критические углы атаки.

На больших частотах вращения, когда устойчивость компрессора определяется срывными явлениями на задних ступенях, прикрытие лопаток РНА уменьшает и без того низкие величины углов атаки на входе в колесо, снижает напорность. уменьшает к.п.д. и снижает запас ГДУ всего компрессора. При достижении некоторой приведенной частоты вращения лопатки РНА нужно перекладывать из пускового в рабочее положение.

Аналогично объясняется изменение КПД (рисунок 3.68). При частотах вращения и расходах воздуха, которым соответствуют повышенные углы атаки и потери, связанные с ними, прикрытие лопаток РНА увеличивает к.п.д. компрессора. Как только углы атаки становятся оптимальными, дальнейшее прикрытие лопаток РНА приводит к увеличению волновых потерь и снижению КПД.

ГЛАВА 4 – ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИНЫ

Турбина – это лопаточная машина, в которой происходит непрерывный отбор энергии от сжатого и нагретого газа, и преобразование ее в механическую энергию вращения ротора.

Рисунок 4.1 – Многоступенчатая паровая турбина

Турбины бывают одно и многоступенчатыми.

По направлению движения рабочего тела турбины делятся на осевые, центробежные, центростремительные и диагональные.

Ступень турбины состоит из: неподвижного соплового аппарата и неподвижного рабочего колеса.

В ступени турбины выделяются три характерных сечения:

— на входе в СА сечение *0-0*;

— на выходе из СА (на входе в РК) сечение *1–1;*

— на выходе из РК сечение *2-2.*

Величина степени расширения ступени турбины $\pi_{\text{т}}^{*}$ обычно находится в интервале от *1,5* до *5*.

4.1 Принцип действия ступени турбины

Выделим элементарную ступень толщиной dr турбины на произвольном радиусе r_i (рисунок 4.2а,б). На входе в СА газ имеет начальные параметры T^*_0 и p^*_0 и скорость c_0 направленную под углом α_0 к фронту решетки ($\alpha_л \approx \alpha_{0л}$).

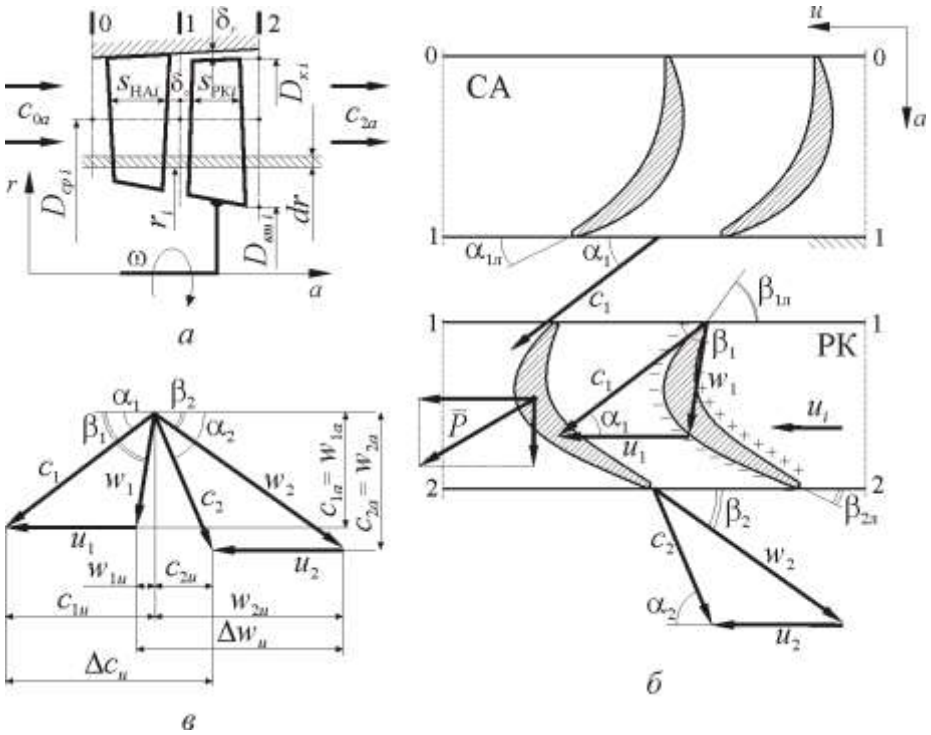


Рисунок 4.2 - Схема и принцип действия ступени осевой турбины: *а* - схема проточной части; *б* - двухмерная модель ступени; *в* - упрощенный план скоростей

Конструктивный угол решетки на выходе СА $\alpha_{1л} \ll \alpha_{0л}$. А площадь межлопаточного канала на выходе из СА <<, чем на входе, т.е. межлопаточный канал СА – сужающи1ся (конфузорны1), что приводит к увеличению абсолютной скорости $c_1 > c_0$. Течение в СА является энергоизолированным, согласно уравнению Бернулли увеличение скорости приведет к снижению статических параметров давления и температуры ($p_1 < p_0$, $T_1 < T_0$).

Полные параметры газа почти постоянны, т. к. они характеризуют его внутреннюю энергию, а в СА энергия не подводится/не отводится. Газ при прохождении канала СА совершает небольшую механическую работу против сил трения. Поэтому полное давление p^* немного уменьшается. Полная температура T^* не изменяется, т.к. тепло, выделившееся из-за трения, остается внутри газа.

В СА потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую энергию потока. Для получения в РК наибольшей работы ($L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2$) и

крутящего момента, СА создает закрутку потока c_{1u}, разворачивая высокоскоростной поток практически в окружном направлении ($\alpha_1 = 12..25°$).

На входных кромках РК газ участвует в относительном движении относительно лопаток РК со скоростью w_1 и переносном вместе с лопатками РК со скоростью u_1 Скорость c_1 относительно неподвижной СК определяется $\overrightarrow{c_1} = \overrightarrow{w_1} + \overrightarrow{u_1}$. Межлопаточный канал РК конфузорный. Скорость потока в относительном движении возрастает $w_2 > w_1$. Течение в относительном движении в РК турбины считается тепло и энергоизолированным. Из уравнения Бернулли: $p_1 > p_2$, $T_1 > T_2$.

Абсолютная скорость c_2 на выходе из РК определяется $\overrightarrow{c_2} = \overrightarrow{w_2} + \overrightarrow{u_2}$. Ступени турбины проектируют так, чтобы c_2 была близка к осевому направлению, т.е. угол $\alpha_2 \approx 90°$. Это способствует обеспечению высоких КПД турбинных ступеней.

Проходя через межлопаточный канал РК поток газа поворачивается. Из-за действия центробежных сил поток прижимается к поверхности корытца, происходит местное повышение давление («+», рисунок 4.1,б). С другой стороны, эти силы «отжимают» поток от спинки формируя там область разряжения («–», рисунок 4.1,б). В результате, рабочая лопатка испытывает действие разности давлений, равнодействующая сила $\bar{P}$. Силу $\bar{P}$ можно разложить на окружную $\bar{P_u}$ и осевую $\bar{P_a}$ составляющие. $\bar{P_u}$ создает на рабочих лопатках крутящий момент и заставляет РК вращаться. $\bar{P_a}$ воспринимается упорным подшипником ротора турбины. Поскольку $L_u > 0$, абсолютная скорость $c_2 < c_1$.

План скоростей в ступени осевой турбины представлен на рисунке 4.1,в. Конфузорный процесс не сопровождается повышенными потерями энергии, поэтому $\Delta\beta\,(\Delta\alpha) = 100...120°$ (в компрессоре $\Delta\beta_{max} = 20...30°$). При равных расходах рабочего тела, размерах работа ступени осевой турбины > работы ступени осевого компрессора, потребное число ступеней турбины < числа ступеней компрессора.

Запишем уравнение неразрывности применительно к турбине:

	$\frac{F_0}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2a}}{\rho_0 c_{0a}}$;	4.1

Влияние изменения скоростей значительно меньше изменения плотности. При расширении газа в турбине плотность рабочего тела снижается $\rho_2 < \rho_0$, что приводит к необходимости увеличивать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу.

4.2 Изменение основных параметров по длине проточной части турбины

Поток в каналах РК и СА ускоряется: в относительном движении в РК $w_2 > w_1$ и в абсолютном движении в СА $c_1 > c_0$. Поскольку абсолютное движение в СА и относительное в РК являются энергоизолированным, то согласно уравнению Бернулли при увеличении скорости $p_0 > p_1 > p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_0 > \rho_1 > \rho_1$.

$c_1 > c_2$ из-за отбора энергии от потока рабочего тела

Уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном движении для решетки РК:

	$L_{РК} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2};$	4.2
	$L_{РК} = i_2^* - i_1^*.$	4.3

В РК осуществляется отбор работы ($L_{РК} < 0$). Внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. В СА энергообмена нет ($L_{СА} = 0$).

Учитывая, что $L_{РК} < 0$ и $c_1 > c_2$, то из приведенных выше уравнений можно сделать вывод, что $i_1 > i_2$ и $i_1^* > i_2^*$. Откуда следует, что в РК $T_1 > T_2$ и $T_1^* > T_2^*$.

Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении для РК:

	$L_{РК} = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} + L_{r1-2}.$	4.4

Работа, отбираемая РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, то из данного уравнения можно сделать вывод, что в РК $p_1^* > p_2^*$.

Уравнения энергии в тепловой форме в абсолютном движении для СА:

	$L_{СА} = (i_1 - i_0) + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0;$	4.5
	$L_{СА} = i_1^* - i_0^* = 0.$	4.6

В СА работа не отбирается $L_{\text{СА}} = 0$, рост абсолютной скорости компенсируется снижением энтальпии $i_0 > i_1$. А это в свою очередь приводит к тому, что $\text{T}_0 > \text{T}_1$.

Отсутствие энергообмена обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе СА ($i_0^* = i_1^*$ и $\text{T}_0^* = \text{T}_1^*$).

Уравнение энергии в механической форме для СА:

	$L_{\text{СА}} = \dfrac{\text{p}_1^* - \text{p}_0^*}{\rho} + L_{r1-0} = 0.$	4.7

Изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $L_{r1-0} \ll L_{\text{т}}$, то падение полного давления будет незначительным.

Качественная картина изменения основных параметров потока по длине ступени осевой турбины приведена на рисунке 4.3.

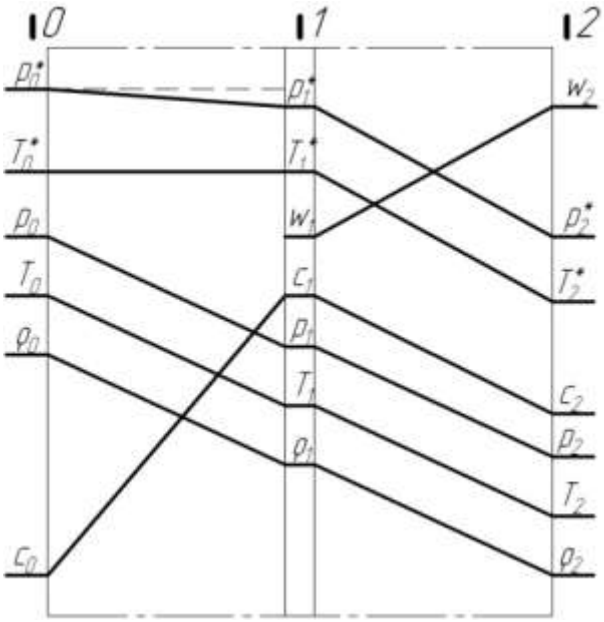


Рисунок 4.3 – Изменение параметров потока в ступени осевой турбины

4.3 Основные параметры, характеризующие рабочий процесс в ступени турбины

Основные параметры ступени осевой турбины: геометрические (раздел 1.9.3), кинематические (газодинамические) и энергетические (термодинамические).

4.3.1 Основные кинематические параметры ступени осевой турбины

4.3.1.1 Важнейшие кинематические параметры

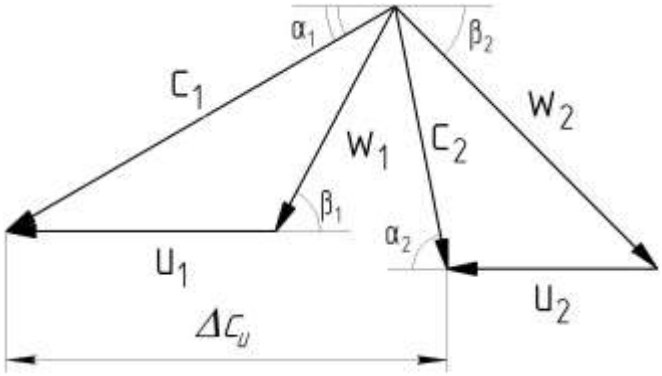


Рисунок 4.4 – План скоростей ступени осевой турбины

1. *Окружная скорость на среднем диаметре* $u_{ср}$. Величина $u_{ср}$ (*250...450м/с)* определяет значение работы совершаемой газом на лопатках турбины и напряженно-деформированное состояние лопаток и дисков турбины.

	$L_u = u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}.$	4.8

2. *Углы потока в абсолютном движении* α_1, α_2 (рисунок 4.4) характеризуют величины c_{1u}, c_{2u}, Δc_u и следовательно работу турбины. Угол на выходы из СА α_1 равен *12...30°*. Угол на выходе из РК α_2 - от 60° (для первых ступеней турбины) до α_2*=90±10°* (для последних ступеней). Углы выхода потока определяют осевые проекции скоростей c_a, площади характерных сечений и следовательно высоты лопаток $h_{лi}$, от которых зависит общий уровень потерь энергии.

3. *Абсолютная скорость потока на выходе из РК* c_2 характеризует потери с выходной скоростью. Они представляют собой кинетическую энергию струи газа, покидающего ступень турбины $c_2^2/2$. Величина скорости c_2 достигает *300...400 м/с*. Более характерной величиной является приведенная скорость λ_{c2} на выходе из РК.

Ее значение в турбинах ГТД должно быть $\lambda_{c2}=0,4...0,6$, а в турбинах ТВД и ТВаД может $0,65...0,75$.

С величиной потерь с выходной скоростью связан угол на α_2. Как видно из рисунка 4.4 минимальное значение скорости c_2 и потерь с выходной скоростью будет при $\alpha_2=90°$.

4. *Конфузорность течения* обычно характеризуют соотношением площадей струек на входе и на выходе f_1/f_2, т.е. для РК, например:

	$$К_{рк} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{h_л t \cdot sin\beta_1}{h_л t \cdot sin\beta_2} = \frac{sin\beta_1}{sin\beta_2}.$$	4.9

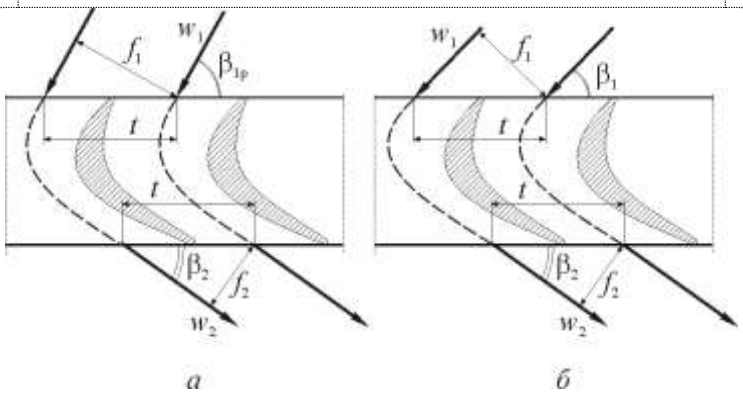


Рисунок 4.5 – К понятию степени конфузорности

4.3.1.2 Параметр нагруженности турбины

	$$Y_{ст} = {}^{u_{ср}}/_{c_{sст}},$$	4.10

где c_s – условная изоэнтропическая скорость – скорость истечения из гипотетического сопла, степень расширения и температура газов в котором равны аналогичным параметрам турбины:

	$$c_s = \sqrt{2L_{тs}} = \sqrt{\frac{2kR}{k-1} T^*_{вх}\left(1 - \left(\frac{p_{вых}}{p^*_{вх}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}.$$	4.11

$Y_т$ характеризует кинематику потока в ступени однозначно определяет комплекс размерных параметров (p_0^*, p_2, T_0^* и n), характеризующих режим работы ступени.

В случае отсутствия потерь $Y_т = 0.....1$. При $Y_т = 0$ турбина предельно загружена и не вращается, хотя расширение газа в ней и происходит. Достичь $Y_т = 1{,}0$ в случае реального рабочего тела нельзя, так как для этого должны отсутствовать все виды потерь в турбине.

Величина параметра нагруженности $Y_т$ определяет КПД ступени. Потери в турбинной ступени складываются в основном из потерь в лопаточных венцах СА и РК, потерь с выходной скоростью. В этом случае уравнение энергии для ступени :

	$L_{sт} = L_т + \Delta L_{са} + \Delta L_{рк} + \frac{c_2^2}{2},$	4.12

или в относительных величинах (по отношению к располагаемому теплоперепаду):

	$1 = \frac{L_т}{L_{sт}} + \xi_{са} + \xi_{рк} + \xi_{вых},$	4.13

где $\xi_{са} = \frac{\Delta L_{са}}{L_{sт}}$, $\xi_{рк} = \frac{\Delta L_{рк}}{L_{sт}}$ и $\xi_{вых} = \frac{c_2^2}{2L_{sт}}$ – относительные доли потерь в СА, РК и с выходной скоростью соответственно.

Связь между мощностным КПД ступени и коэффициентами потерь запишем:

	$\eta_т = 1 - \xi_{са} - \xi_{рк} - \xi_{вых}.$	4.14

Последняя зависимость позволяет проанализировать влияние y_T и степени реактивности ρ_{CT} на η_T . Величину потерь энергии в СА ΔL_{CA} представим в виде:

	$\Delta L_{са} = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = L_{sса}(1 - \varphi_{са}^2),$	4.15

где $\varphi_{са} = {c_1}/{c_{1s}}$ – коэффициент скорости СА.

Если учесть, что $\rho_{ст} = {L_{sрк}}/{L_{sт}}$, то для $\xi_{са}$ можняо получим выражение:

	$\xi_{са} = (1 - \varphi_{са}^2)(1 - \rho_{ст}).$	4.16
	$\Delta L_{рк} = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi_{рк}^2} - 1\right)\varphi_{са}^2\left(\frac{w_2}{c_1}\right)^2\frac{c_{1s}^2}{2},$	4.17

где $\psi_{рк} = {w_2}/{w_{2s}}$- коэффициент скорости РК.

	$\xi_{рк} = \left(\frac{1}{\psi_{рк}^2} - 1\right)\varphi_{са}^2\left(\frac{w_2}{c_1}\right)^2(1-\rho_{ст}).$	4.18
	$\xi_{вых} = \varphi_{са}^2\left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2(1-\rho_{ст}).$	4.19

Используя приведенные выше соотношения, можно проанализировать изменение коэффициентов потерь энергии, а, следовательно, и $\eta_т$ при изменении $Y_т$ и $\rho_{ст}$. Сам анализ целесообразно проводить не по параметру $Y_т$, а по величине ${u_1}/{c_1}$, которая связана с $Y_т$ следующим соотношением:

	$Y_т = \frac{u_1}{c_{sст}} = \frac{u_1}{c_1}\varphi_{са}\sqrt{1-\rho_{ст}}.$	4.20

На рисунке 4.6 приведена диаграмма изменения составляющих потерь энергии с ростом ${u_1}/{c_1}$ при $\rho_{ст} = const$. Горизонтальная линия с ординатой *1,0* соответствует (в относительных единицах) располагаемому теплоперепаду. Величина $\xi_{са}$, как следует из (4.16), не зависит от ${u_1}/{c_1}$. Поэтому при различных значениях ${u_1}/{c_1}$ одна и та же величина относительных потерь отнимается от горизонтальной линии с ординатой *1,0*.

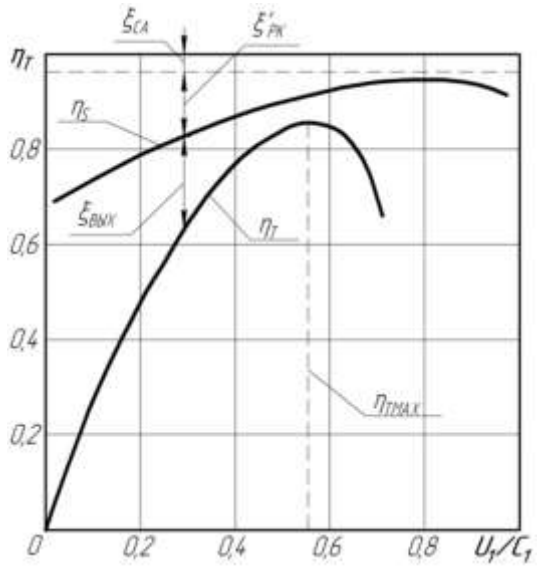


Рисунок 4.6 – Зависимость КПД турбины от u_1/c_1

Зависимость $\xi_{рк}$ от ${u_1}/{c_1}$ при $\rho_{ст} = const$ определяется изменением $\frac{w_2}{c_1}$. Для установления связи ${u_1}/{c_1}$ с величинами $\frac{w_2}{c_1}$ и $\frac{c_2}{c_1}$ рассмотрим планы скоростей ступеней, имеющих одинаковые значения c_1 и α_1 при различных u_1 (рисунок 4.7).

План скоростей на рисунке 4.7,а соответствует малому значению u_1/c_1.

Величина w_1 в этом случае близка к c_1. Поскольку значение w_2 определяется :

	$w_2 = \psi_{рк}\sqrt{w_1^2 + 2\rho_{ст}L_{сст} - u_1^2(1-\bar{D}^2)},$	4.21

то в этом случае и значение w_2 велико. По мере роста u_1 величина w_1 уменьшается.

Соответственно уменьшаются значения w_2 и $\xi_{рк}$. В осевых ступенях, когда $D_1 = D_2$, $()\,\bar{D} = 1$, наименьшее значение w_1 (наименьшее значение $\xi_{рк}$) достигается, когда вектор w_1 будет направлен вдоль оси ступени, т.е. при $u_1 = c_1 cos\alpha_1$.

Дальнейшее увеличение окружной скорости обуславливает увеличение относительной скорости на выходе из РК и относительной доли потерь в РК $\xi_{рк}$.

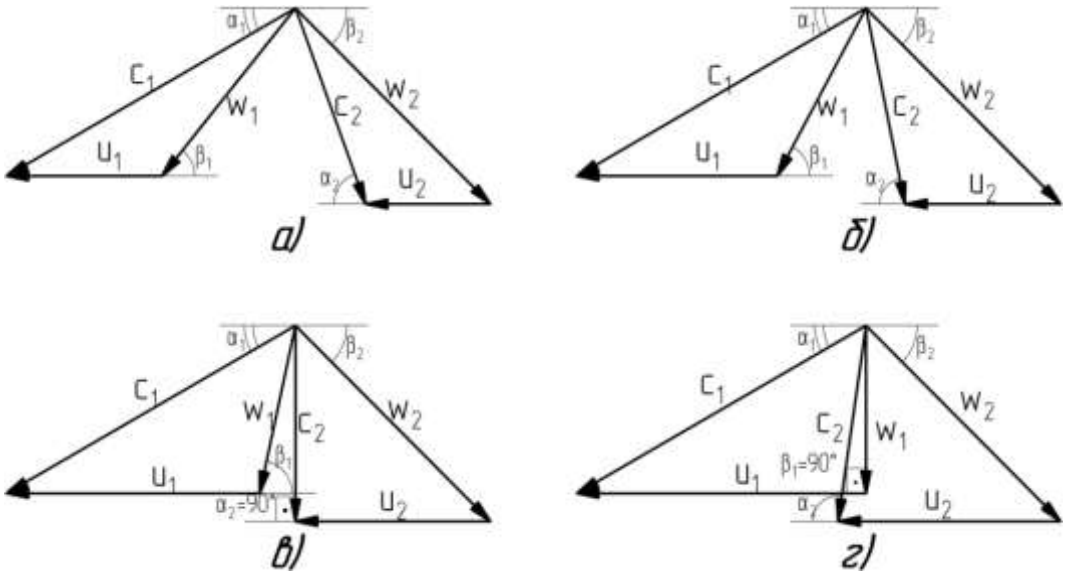


Рисунок 4.7 – Планы скоростей ступени турбины при различных u_1/c_1

Отложив (см. рисунок 4.6) вниз от ординаты *1,0* отрезок, равный $\xi_{са} + \xi_{рк}$, получим кривую зависимости изоэнтропического КПД η_s от параметра u_1/c_1. Максимальное значение η_s будет при u_1/c_1 несколько больше величины $\cos\alpha_1$.

Зависимость $\xi_{вых}$ от u_1/c_1 определяется отношением $\frac{c_2}{c_1}$. Минимум потерь с выходной скоростью достигается при такой форме треугольника скоростей,

которая изображена на рисунке 4.7,в, т.е. при радиальном выходе потока из ступени ($\alpha_2 = 90°$).

При $u_1/c_1 = 0$ работа на валу турбины равна нулю, т.е. $\xi_{\text{са}} + \xi_{\text{рк}} + \xi_{\text{вых}} = 1$ и $\eta_{\text{т}} = 0$, поскольку полезная работа не совершается (турбина не вращается). Таким образом, кривая $\eta_{\text{т}} = f\left({u_1}/{c_1}\right)$ выходит из точки $\eta_{\text{т}} = 0$ при ${u_1}/{c_1} = 0$ и достигает максимума при оптимальном параметре $\left({u_1}/{c_1}\right)_{opt}$. Его величина соответствует выходу газового потока из ступени под углом α_2, несколько превышающим *90°*. Оптимальное с точки зрения достижения максимального КПД значение параметра нагруженности $Y_{\text{т}}$ для осевых турбин *0,5...0,6*.

4.3.1.3 Коэффициент нагрузки ступени и диаграмма Смита

В кинематических расчетах может использоваться *коэффициент нагрузки*:

	$\mu = \dfrac{L^*_{\text{ст}}}{u^2}.$	4.22

Коэффициент нагрузки μ используется совместно с *коэффициентом расхода* $\frac{c_a}{u}$.

Связь коэффициента нагрузки $\frac{L^*_{\text{ст}}}{u^2}$ с коэффициентом расхода $\frac{c_a}{u}$ устанавливается с помощью диаграммы Смита (рисунок 4.8). Диаграмма $\frac{c_a}{u} = f\left(\frac{L^*_{\text{ст}}}{u^2}\right)$ составлена для *70* турбин разных классов и назначений с постоянной осевой скоростью, значением степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$ в диапазоне *0,2.....0,6* и большим отношением высоты лопатки в хорде (*3.....4*). Линии постоянства КПД $\eta_{\text{т}} = const$ на диаграмме образуют концентрические замкнутые фигуры. Диаграмма используется для выбора параметров $\frac{c_a}{u}$ и $\frac{L^*_{\text{ст}}}{u^2}$, определяющих рабочий процесс турбины, при эскизном проектировании.

При построении диаграммы не учитывались утечки в радиальном зазоре (РЗ), поэтому уровень КПД оказывается на *1...2%* больше реального. Однако, опыт использования диаграммы показал, что ее применение позволяет достигнуть хороших результатов даже при проектировании турбин, параметры которых сильно отличаются от данных испытаний, используемых при создании диаграммы.

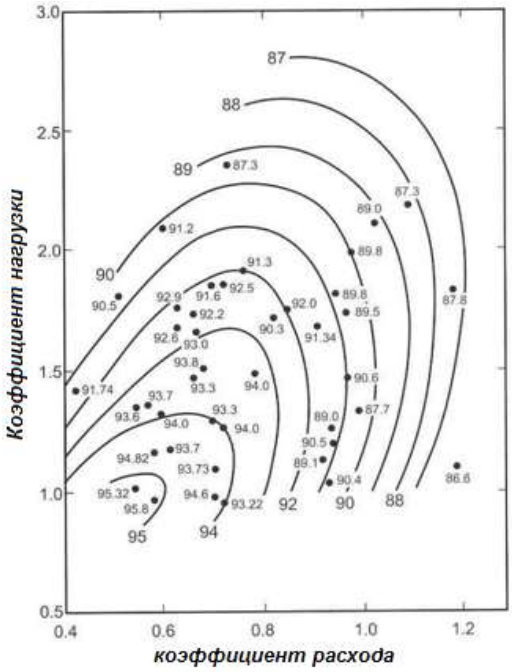


Рисунок 4.8 – Диаграмма Смита

При постоянном значении коэффициента расхода $\frac{c_a}{u} = const$ КПД с увеличением коэффициента нагрузки μ уменьшается. Это связано с процессом передачи энергии и может быть найдено с помощью уравнения моментов количества движения:

$$\frac{L_{ст}^*}{u^2} = \frac{u(c_{1u} + c_{2u})}{u^2} = \frac{c_a}{u}\frac{(c_{1u} + c_{2u})}{c_a} = \\ = \frac{c_a}{u}(ctg\beta_1 + ctg\beta_2) = \\ = const(ctg\beta_1 + ctg\beta_2). \quad (4.23)$$

Из приведенного уравнения с увеличением коэффициента нагрузки μ увеличивается угол поворота потока в РК, что приводит к увеличению потерь трения, интенсификации вторичных течений и росту потерь в РЗ.

При $\frac{L_{ст}^*}{u^2} = const$ с увеличением коэффициента расхода $\frac{c_a}{u}$ уменьшается угол поворота потока, но растет c_a и расход, увеличивается уровень скоростей в ступени. На эффективность турбины действует два противоположных фактора и зависимость КПД от $\frac{c_a}{u}$ имеет максимум при $\left(\frac{c_a}{u}\right)_{opt}$. При $\frac{c_a}{u} < \left(\frac{c_a}{u}\right)_{opt}$ величина угла

поворота потока в ступени велика, что приводит к росту потерь трения, интенсификации вторичных течений и росту потерь в РЗ. При $\frac{c_a}{u} > \left(\frac{c_a}{u}\right)_{opt}$ рост уровня скоростей в ступени приводит к росту профильных и волновых потерь.

Наилучшая эффективность турбины наблюдается при малых $\frac{c_a}{u}$ и $\frac{L^*_{ст}}{u^2}$. Уменьшить коэффициент нагрузки можно за счет увеличения окружной скорости, что приведет к увеличению растягивающих напряжений в деталях ротора. Уменьшение коэффициента расхода за счет уменьшения осевой составляющей скорости приводит к росту высоты лопаток и росту напряжений в лопатках и диске. μ турбины для привода компрессоров ГТД, как правило, находится в диапазоне $1 < \frac{L^*_{ст}}{u^2} < 2{,}5$, а коэффициент расхода $0{,}6 < \frac{c_a}{u} < 0{,}8$. Уравнение линии максимального кпд $\frac{L^*_{ст}}{u^2} = 0{,}65\frac{c_a}{u} - 2{,}9/$

4.3.2 Основные энергетические параметры ступени осевой турбины

Введем понятие *степень расширения газа в турбине* $\pi_т$. Выделяют две степени расширения – $\pi^*_т$-степень расширения до полного давления p^*_2 и $\pi_т$ - степень расширения до статического давления на выходе p_2:

	$\pi^*_т = \frac{p^*_0}{p^*_2};$ $\pi_т = \frac{p^*_0}{p_2}.$	4.24

4.3.2.1 Преобразование энергии в ступени турбины и КПД турбины

С точки зрения термодинамики в турбине происходит процесс расширения.

На рисунке 4.9 приведена *p-v* диаграмма процесса расширения. Кривая «*Г–Ts*» соответствует процессу изоэнтропического расширения. Величина работы, выделившейся при расширении газа с начальной температурой T^2_0 от p^*_0 до p_2, определяется:

	$L_{тS} = \frac{2kR}{k-1}T^*_0\left(1 - \left(\frac{p_2}{p^*_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right).$	4.25

В реальном процессе расширения «*Г–Т*» из-за выделившегося тепла трения действительная температура $Т_т$ в конце процесса выше $Т_{тS}$. Политропа *«Г–Т»* расположена правее изоэнтропы *«Г–$Т_s$»*. В результате реальная работа расширения газа в турбине $L_{тп}$ больше $L_{тS}$ на величину дополнительной работы объемного расширения ΔL_V:

	$$L_{тп} = \int_{г}^{т} \frac{dp}{\rho} = L_{тS} + \Delta L_V.$$	4.26

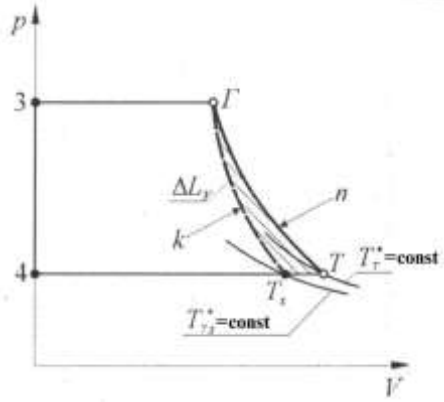


Рисунок 4.9 - *p-v* диаграмма процесса расширения

Из уравнения энергии, применительно к турбине, следует:

	$$L_{Т} = \int_{г}^{т} \frac{dp}{\rho} + L_{rг-т}.$$	4.27

(здесь принято $с_г \approx с_т$)

	$$L_{т} = L_{тS} + \Delta L_V - L_{rг-т}.$$	4.28

p-V-диаграмма не дает представления о соотношениях величин ΔL_V и $L_{rг-т}$, поэтому возникает видимость того, что в турбине политропический процесс выгоднее изоэнтропического. Рассмотрим процесс расширения в *T-S*-диаграмме (рисунок 4.10).

Идеальный процесс расширения на диаграмме изображен в виде отрезка *«Г-$Т_s$*

Действительный процесс расширения (политропа *Г-Т*) сопровождается потерями, в результате температура потока на выходе из турбины в реальном процессе будет больше, чем в идеальном.

Тепло, подведенное к газу, равно площади под политропой «*Г-Т*» (фигура *«e-f-Т-Г»*). $Q_{ГТ}$ - тепло, выделевшееся в результате преодоления трения на участке «*Г-Т*». Указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{тг-т}$. Суммарная работа турбины $L_т$ равна вертикальной площади под изобарой $p_т = const$ (фигура «*d–n–Г–e*»). Изоэнтропическая работа $L_{тS}$ будет характеризоваться площадью *«c–m–Г–e»*. Работа политропного расширения равна $L_{тп} = L_{тS} + \Delta L_V$, что соответствует площади фигуры «*d–n–f–Г–Т*». Сопоставляя члены уравнения (4.28) с установленными значениями площадей нетрудно заметить, что работа объемного расширения ΔL_V равна площади фигуры «*Т-Г-Т*$_s$».

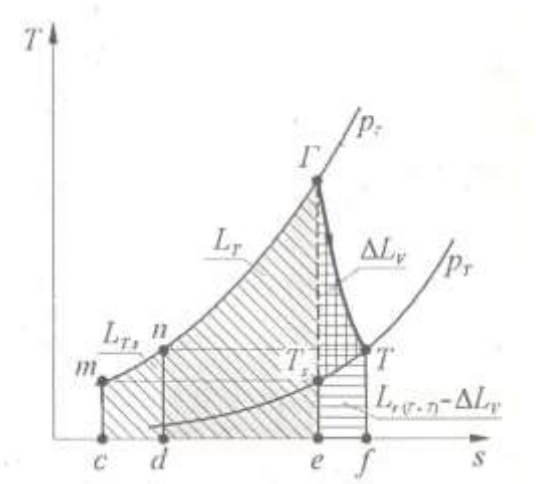


Рисунок 4.10 - *Т-S* диаграмма процесса расширения в турбине

На рисунке 4.10 видно, что $L_{тп} < L_{тS}$. Для получения максимальной полезной работы в турбине следует стремиться к реализации изоэнтропического процесса расширения.

Процесс передачи энергии от нагретого сжатого газа можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от газа к лопаткам турбины, затем она через диски и валы передается потребителю.

В результате расширения газа в турбине выделяется мощность N_{ST}. Поделив ее на расход рабочего тела через турбину, получим удельную работу, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой T_0^2 от давления p_0^* до давления p_2:

	$L_{ST} = \frac{N_{ST}}{G_г} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)$	4.29

Данная работа является идеальной работой турбины.

При передаче выделившейся мощности от газа к лопаткам часть энергии теряется на преодоление потерь в проточной части РК и СА $N_{r\text{РК}} + N_{r\text{СА}}$. Данные потери преобразуются в тепло, дополнительно нагревают рабочее тело, что позволяет получить в турбине дополнительную мощность ΔN_V. Газ покидает турбину со скоростью c_2, что говорит о том, что часть энергии расширения равная кинетической энергии ${\mathrm{c}_2^{*2}}/{2}$, не была преобразована в полезную работу на валу. Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса N_u. Если ее поделить на $G_{\text{г}}$,, то можно найти работу на окружности РК:

	$L_u = \dfrac{N_u}{G_{\text{г}}} = (u_1 \mathrm{c}_{1u} + u_2 \mathrm{c}_{2u}).$	4.30

Полученная лопатками энергия в дальнейшем передается потребителю. Часть мощности $N_{\text{ут}}$ теряется с утечками рабочего тела в РЗ. Часть ее теряется на преодоление трения диска о газ $N_{\text{д}}$. Полученная мощность называется внутренней мощностью турбины $N_{\text{т}}$. При передачи энергии по дискам и валам часть мощности $N_{\text{тр}}$ расходуется на деформацию элементов ротора и преодоление трения в подшипниках. Оставшаяся мощность $N_{\text{е}}$ передается потребителю (рисунок 4.11).

$$\mathrm{N}_{s\text{т}} \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \; N_u \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \; N_{\text{т}} \rightarrow \; N_{\text{е}}$$

$$\downarrow \quad \uparrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow$$

$$N_{r\text{РК}} + N_{r\text{СА}} \quad \Delta\mathrm{N_V} \quad {G_{\text{г}}\mathrm{c}_2^*}/{2} \quad N_{\text{ут}} \quad N_{\text{д}} \quad N_{\text{тр}}$$

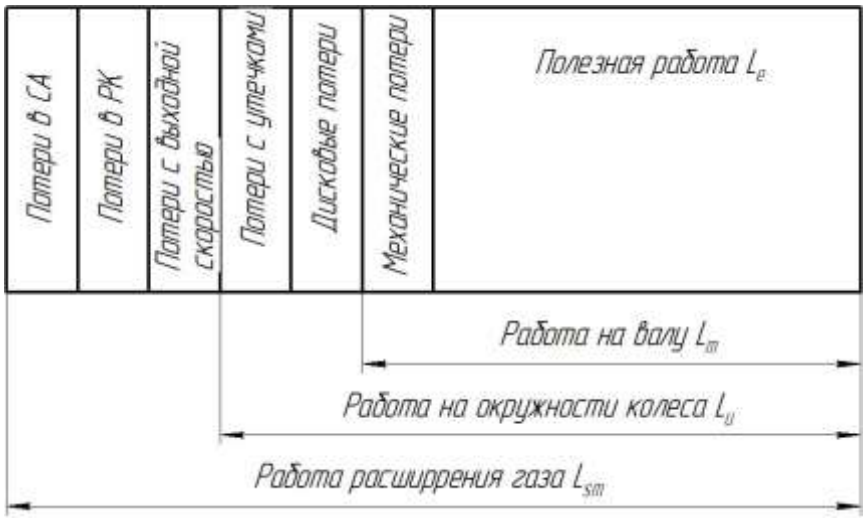


Рисунок 4.11 – Баланс энергии в ступени турбины

КПД турбины - это отношение полезной работы к затраченной. Полезная работа - работа переданная потребителю L_{e}. Затраченная – энергия, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой T_0^2 от давления p_0^* до давления p_2

В турбине выделяется несколько КПД:

Адиабатический КПД – оценивает гидравлическое совершенство турбины:

	$$\eta_s = \frac{\mathrm{L}_{s\mathrm{T}} - (L_{r\mathrm{PK}} + L_{r\mathrm{CA}})}{\mathrm{L}_{s\mathrm{T}}}.$$	4.31

Окружной КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии переданной на лопатки РК. Он характеризует совершенство проточной части и учитывает потери с выходной скоростью:

	$$\eta_u = \frac{\mathrm{L}_u}{\mathrm{L}_{s\mathrm{T}}} = \frac{(u_1 \mathrm{c}_{1u} + u_2 \mathrm{c}_{2u})}{\frac{kR}{k-1}\mathrm{T}_0^*\left(1 - \left(\frac{\mathrm{p}_2}{\mathrm{p}_0^*}\right)^{\frac{\mathrm{k}-1}{\mathrm{k}}}\right)}.$$	4.32

Внутренний (мощностной) КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии переданной на выходной вал турбины:

	$$\eta_u = \frac{\mathrm{L}_{\mathrm{T}}}{\mathrm{L}_{s\mathrm{T}}}.$$	4.33

Полный КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, отданной потребителю:

	$$\eta_{\mathrm{e}} = \frac{\mathrm{L}_{\mathrm{e}}}{\mathrm{L}_{s\mathrm{T}}}.$$	4.34

4.3.2.2 Изображение рабочего процесса в турбине на i-s диаграмме

Рассмотрим i–s-диаграмму процесса расширения газа в ступени турбины (рисунок 4.12).

Точка *0* на изобаре $p = p_0$ характеризует состояние газа на входе в СА. Линия *0-2*$_s$ соответствует идеальному (изоэнтропическому) процессу расширения газа в неохлаждаемой ступени. Действительный процесс расширения сопровождается потерями, поэтому на *i-s*-диаграмме ему соответствует политропа *0-2*, лежащая правее изоэнтропы *0-2*$_s$. Идеальный процесс идёт без роста энтропии по

вертикальной прямой линии O*→2s через точки 0 и 2*s. Точки 0* и 0 отстоят друг от друга на кинематическую добавку $\frac{c_0^2}{2}$. Разница энтальпий i_0^* и i_{2S} есть располагаемая изоэнтропическая работа газа, вычисленная по *статическим* параметрам за РК L_{S_CT}. Изобара p^*_2 отстоит от изобары p_2 на величину $\frac{c_2^2}{2}$. Расстояние 0*→2s* есть располагаемая изоэнтропическая работа, вычисленная по полным параметрам рабочего тела за РК. Реальный процесс идёт с увеличением энтропии по линия 0*→2. L_{CT} – работа политропического расширения, можно указать потери $z_r = L_r - \Delta L_v$. $\frac{c_2^2}{2}$ - потери с выходной скоростью. Разница энтальпий между точками 0* и 2* - это работа на окружности рабочего колеса.

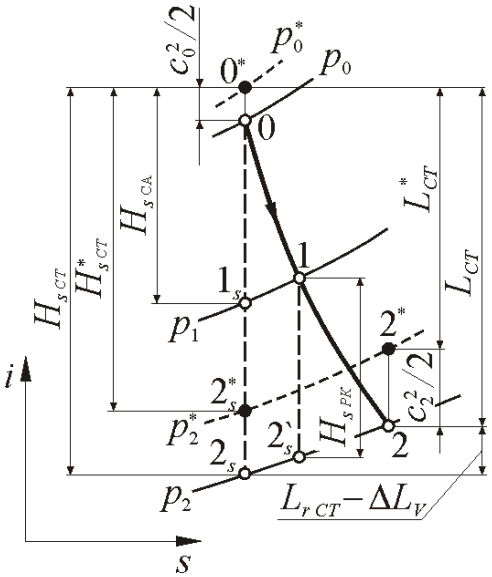


Рисунок 4.12 *i–s* - диаграмма процесса расширения газа в ступени турбины

4.3.2.3 Понятие о степени реактивности

Оценка распределения работ расширения между РК и СА осуществляется с помощью степени реактивности $\rho_{ст}$. Она равна отношению работ расширения в РК к изоэнтропической работе турбины. Большое значение реактивности означает большое ускорение в РК, малое в СА.

Изоэнтропической степенью реактивности называют отношение:

	$\rho_{стs} = \frac{L_{sрк}}{L_{sт}} = \frac{i_1 - i_{2s}}{i_0^* - i_{2s}}.$	4.35

Пренебрегая разностью величин $(i_1 - i_{2s})$ и $(i_1 - i_{2s})$, для $\rho_{\text{ст}s}$:

	$\rho_{\text{ст}s} = \frac{L_{s\text{рк}}}{\text{L}_{s\text{т}}} = \frac{\text{L}_{s\text{т}} - L_{s\text{CA}}}{\text{L}_{s\text{т}}} = \frac{i_1 - i_{2s}}{i_0^* - i_{2s}}.$	4.36

С помощью 4.36 может быть определено давление p_1, если известна $\pi_{\text{ст}}$:

	$\text{L}_{s\text{т}} = \frac{kR}{k-1}\text{T}_0^*\left(1 - \left(\frac{\text{p}_2}{\text{p}_0^*}\right)^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}}\right);$	4.37
	$\text{L}_{s\text{CA}} = \frac{kR}{k-1}\text{T}_0^*\left(1 - \left(\frac{\text{p}_1}{\text{p}_0^*}\right)^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}}\right).$	4.38

Подставляя данные соотношения в уравнение степени реактивности найдем:

	$\rho_{\text{ст}s} = \frac{\left({\text{p}_1}/{\text{p}_0^*}\right)^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}} - \left({\text{p}_2}/{\text{p}_0^*}\right)^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}}}{1 - \left({\text{p}_1}/{\text{p}_0^*}\right)^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}}}.$	4.39

То есть, $\rho_{\text{ст}s}$ однозначно определяет давление p_1 в зазоре между СА и РК.

Действительной степенью реактивности называют отношение:

	$\rho_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{рк}}}{\text{L}_{\text{т}}} = 1 - \frac{\text{c}_{1u} - \text{c}_{2\text{u}}}{2\text{u}}.$	4.40

Величина $\rho_{\text{ст}}$ связана с действительными значениями скоростей, определяющими треугольник скоростей. Кроме того, $\rho_{\text{ст}}$ более наглядно характеризует сущность рабочего процесса в ступени, а разница в величинах $\rho_{\text{ст}s}$ и $\rho_{\text{ст}}$ не превышает *1,5...2%.*

В западной литературе под понятием степени реактивности подразумевается несколько иное. Там применяется два типа степени реактивности:

	$\rho_{\text{p}} = \frac{\text{p}_1 - \text{p}_2}{\text{p}_0 - \text{p}_2};$	4.41
	$\rho_{\text{T}} = \frac{\text{T}_1 - \text{T}_2}{\text{T}_0 - \text{T}_2}.$	4.42

В типичной турбине разница между этими величинами составляет *5……10%*. На практике чаще применяется $\rho_{\text{Т}}$. Она является наиболее приближенной величиной к применяемой в российской практике действительной степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$.

По величине $\rho_{\text{ст}}$ ступени турбины делятся на три группы:

— ступени, у которых $\rho_{\text{ст}} = 0$ называются активными;

— ступени, у которых $\rho_{\text{ст}} = 1$ называются чисто реактивными;

— ступени, у которых $1 > \rho_{\text{ст}} > 0$ называются реактивными.

Рассмотрим влияние $\rho_{\text{ст}}$ с помощью треугольников скоростей.

Рассмотрим 5 вариантов $\rho_{\text{ст}} < 0$; $\rho_{\text{ст}} = 0$; $\rho_{\text{ст}} = 0{,}5$; $\rho_{\text{ст}} = 1$; $\rho_{\text{ст}} > 1$ (рисунок 4.13).

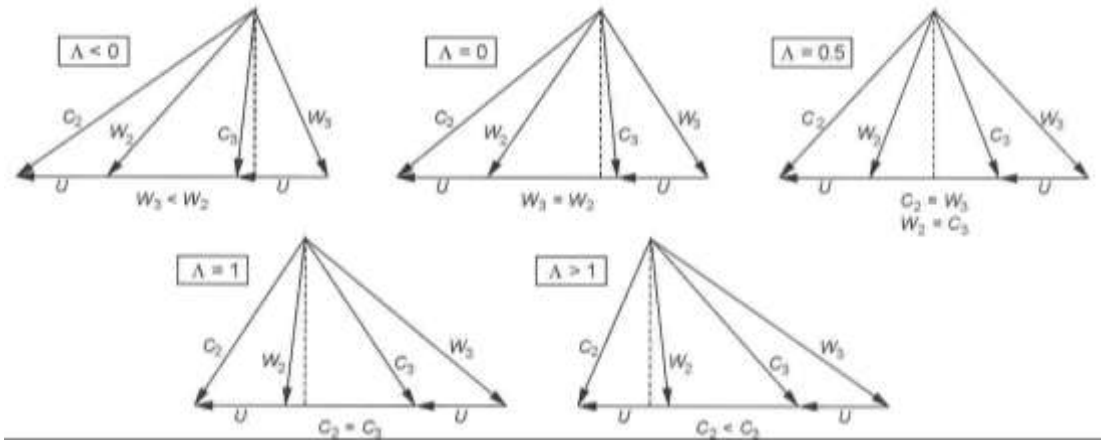


Рисунок 4.13 – Планы скоростей турбины при разных значениях степени реактивности

Если $\rho_{\text{ст}} < 0$ рабочее тело тормозится в РК и оно не выполняет свою функцию (давление там растет). Поэтому для получения требуемой работы скорость в СА должна быть очень большой, что обуславливает большие потери там. Угол поворота достигает *150°*, лопатки СА сильно изогнуты.

Если $\rho = 0$, то $W_1 = W_2$. Энтальпия в РК не меняется и имеет только незначительное падение давления, обусловленное наличием потерь. Весь процесс расширения происходит в СА, что обуславливает большие потери там.

Для реактивности $\rho_{\text{ст}} = 0{,}5$ входной и выходной треугольники симметричны Ускорения и углы поворота в СА и РК равны. Наиболее выгодный вариант с точки зрения достижения максимального КПД.

При $\rho_{\text{ст}} = 1$ весь процесс расширения газа происходит в РК. По этой причине уровень скорости и потерь в нем большой. В СА ускорения нет.

При $\rho_{\text{ст}} > 1$ поток в СА тормозится. Большие степени реактивности, как правило, не применяются.

Выбор степени реактивности существенным образом влияет на форму профиля. Малая степень реактивности требует большого угла поворота в СА, а высокая в РК. Оба варианта существенно снижают эффективность, т.к. большой угол поворота потока увеличивает профильные и вторичные потери, а также потери в РЗ.

Кроме того выбор степени реактивности влияет на температуру газа на входе в РК и следовательно на температуру лопатки. Малые скорости w_1 приводит к уменьшению температуры в относительном движении.

С увеличением степени реактивности может ухудшится протекание характеристики.

При выборе реактивности следует учитывать трехмерную форму лопатки. Скорости на втулке меньше, чем на периферии, угол отставания и нагрузка профиля больше. Это подразумевает более низкую реактивность на втулке, чем на периферии.

С увеличением реактивности уменьшается α_2, что увеличивает потери с выходной скоростью и ухудшается работа канала за турбиной.

Выбор степени реактивности влияет на напряженное и тепловое состояние турбины, конструкцию и технологию изготовления.

Оценим влияние величины действительной степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$ на КПД турбины $\eta_{\text{т}}$. Рассмотрим решетки СА и РК ступени с небольшой степенью реактивности $\rho_{\text{ст1}} \approx 0{,}2$. План скоростей ступени, соответствующий оптимальному значению параметра нагруженности $u_1/c_1 = (u_1/c_1)_{opt}$, изображен на рисунке 4.14 (сплошные линии). С ростом степени реактивности $\rho_{\text{ст2}} > \rho_{\text{ст1}}$ скорость w_2 (пунктирные линии на рисунке 4.15) становится значительно больше w_1 и для достижения угла α_2, обеспечивающего $\eta_{\text{т}max}$, требуется большая скорость u_2, а следовательно, и большее значение параметра u_1/c_1. Таким образом, величина $(u_1/c_1)_{opt}$ увеличивается с ростом $\rho_{\text{ст}}$.

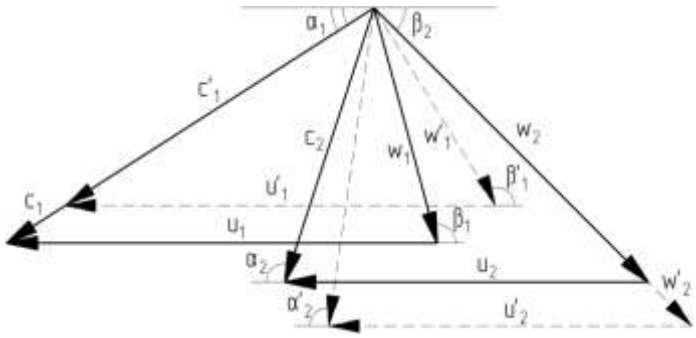


Рисунок 4.14 – Влияние степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$ на деформацию треугольников скоростей

Вид зависимостей $\eta_{\text{т}} = f(u_1/c_1)$ при различных значениях $\rho_{\text{ст}}$ для полноразмерных турбинных ступеней представлен на рисунке 4.15. Применение ступеней с повышенной степенью реактивности позволяет несколько увеличить их КПД. Это объясняется тем, что при росте $\rho_{\text{ст}}$ увеличивается степень конфузорности течения газа в решетке РК. Последнее обстоятельство приводит к снижению потерь в РК и уменьшению $\zeta_{\text{рк}}$. На рисунке 4.15 показан примерный характер зависимости (пунктирная линия) КПД ступени от степени реактивности (при оптимальных по $\eta_{\text{т}}$ значениях u_1/c_1). Однако увеличение $\rho_{\text{ст}}$ следует сопровождать увеличением окружной скорости, что приводит к возрастанию уровня напряжений, действующих в диске и лопатках РК.

В относительно малоразмерных ступенях увеличение $\rho_{\text{ст}}$ сопровождается существенным увеличением потерь на утечку рабочего тела через РЗ.

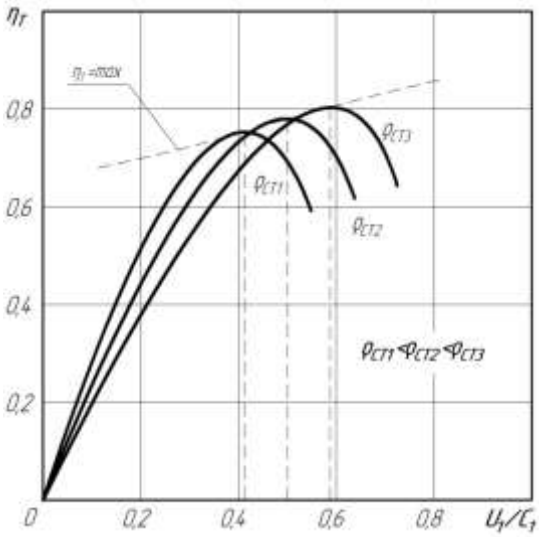


Рисунок 4.15 – Влияние степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$ на КПД турбины и оптимальное значение u_1/c_1

4.4 Рабочий процесс в сопловом аппарате осевой турбины

Процесс течения газа в СА ступени турбины - это расширение рабочего тела в осесимметричном сверхзвуковом сопле. При расчете параметров потока существует ряд особенностей:

- криволинейность межлопаточных каналов, обусловленная необходимостью поворота потока;
- наличие конечной толщины выходных кромок и вызванные этим обстоятельством вихревые следы за сопловым венцом;
- геометрия выходной части межлопаточного канала в виде «косого среза» сопла;
- широкий диапазон изменения относительных параметров решетки (t, $\bar{c}$, $\bar{x}_f$, $\bar{x}_c$) и венца в целом ($\bar{h}$, D/h и т.д.).

Эти особенности учитываются в виде поправок к значениям скоростей, углов потока, температур, давлений, которые рассчитывают по основным соотношениям процесса изоэнтропического расширения в осесимметричных соплах.

Изобразим схему течения рабочего тела в СА в i–s-диаграмме (рисунок 4.16).

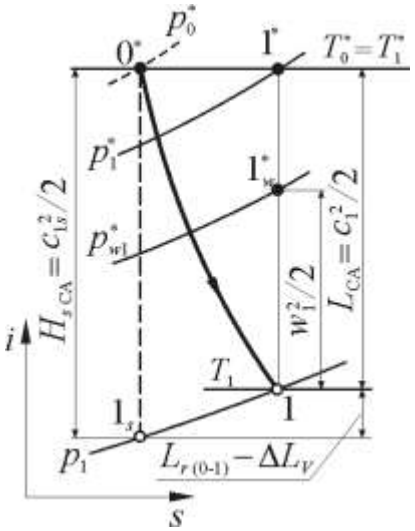


Рисунок 4.16 – *i–s* - диаграмма процесса течения рабочего тела в СА ступени осевой турбины

Потенциальная энергия сжатого и нагретого газа превращается в СА в кинетическую энергию, т.е. $i_0^* - i_{1s} = {c_{1s}^2}/{2}$, откуда следует $c_{1s} = \sqrt{2L_{sCA}}$.

Величину $H_{s\,\mathrm{CA}}$ найдем по известным термодинамическим параметрам ступени:

	$$L_{sCA} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right],$$	4.43

тогда, если известна $\rho_{\text{ст}}$,

	$$L_{sCA} = L_{s\text{т}}(1 - \rho_{\text{ст}}).$$	4.44

Действительная скорость $c_1 <$ изоэнтропической из-за потерь энергии $L_{r(0-1)}$:

	$$\rho_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{рк}}}{\text{L}_{\text{т}}} = 1 - \frac{\text{c}_{1u} - \text{c}_{2\text{u}}}{2\text{u}}.$$	4.45

где φ_{CA}- коэффициент скорости СА. В современных турбинах φ_{CA} равен *0,96...0,98*.

Скорость c_1 может быть найдена с помощью коэффициента потерь энергии ζ_{CA}:

	$$\zeta_{CA} = \frac{L_{r(0-1)}}{c_{1s}^2/2} = \frac{L_{r(0-1)}}{L_{sCA}}.$$	4.46

Из уравнения энергии следует:

	$$L_{r(0-1)} = \frac{\text{c}_{1s}^2}{2} - \frac{\text{c}_1^2}{2} = L_{sCA}(1 - \varphi_{\text{CA}}^2).$$	4.47
	$$\varphi_{CA} = \sqrt{1 - \zeta_{CA}}.$$	4.48

Из-за потерь энергии $L_{r(0-1)}$ в СА происходит снижение полного давления $\text{p}_1^* < p_0^*$. Для оценки снижения вводят коэффициент сохранения полного давления:

	$$\sigma_{CA} = \frac{p_1^*}{p_0^*}.$$	4.49

При $\lambda_{1s} > 1{,}2$ $\lambda_{1s} \leq 1{,}2$ и $\varphi_{CA} > 0{,}9$ величина σ_{CA} = *0,96...0,995*.

Остальные параметры на выходе из СА найдем через ГДФ.

	$$\lambda_1 = \frac{\text{c}_1}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R\text{T}_0^*}};$$	4.50

	$\tau(\lambda_1) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1}{\lambda_1}^2;$	4.51
	$\pi(\lambda_1) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}{\lambda_1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$	4.52
	$q(\lambda_1) = \frac{F}{F_{\text{кр}}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}{\lambda_1}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda_1.$	4.53

статические параметры газа на выходе из СА:

	$\mathrm{p}_1 = \mathrm{p}_1^*\pi(\lambda_1);$	4.54
	$\mathrm{T}_1 = \mathrm{T}_1^*\tau(\lambda_1),$	4.55

здесь $\mathrm{T}_1^* = \mathrm{T}_0^*$, так как процесс расширения энергоизолированный.

При известной геометрии проточной части может найти расход газа через СА:

	$G_1 = \frac{mF_{\text{CA}}{p_1}^*}{\sqrt{{T_1}^*}}q(\lambda_1)\cdot sin\alpha_1,$	4.56

где $m = \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ - константа, зависящая от физических свойств газа; для продуктов сгорания керосина $m_г$=39,7(кг·град./ кДж)$^{-0,5}$; F_{CA} - осевая площадь на выходе из СА, $F_{\text{CA}} = \pi h_{\text{CA}} D_{\text{ср}}$.

На практике чаще встречаются задачи, когда по заданному расходу газа Gг требуется определить основные геометрические размеры проточной части СА:

	$F_{\text{CA}} = \frac{G_1\sqrt{{T_0}^*}}{39{,}7\sigma_{CA}\cdot \mathrm{p}_0^*\cdot q(\lambda_1)\cdot sin\alpha_1},$	4.57

При сверхкритических перепадах давления расход газа определяется по площади горловин СА, так как в горловинах устанавливается критический режим ($q(\lambda_г) = 1$).

4.5 Рабочий процесс в рабочем колесе осевой турбины

Рабочий процесс в РК происходит во вращающихся межлопаточных каналах. Поэтому расширение газа в РК можно рассматривать и в абсолютном, и в относительном движениях. В расчетах чаще рассматривают связь между параметрами потока рабочего венца в относительном движении, а переход к параметрам абсолютного движения выполняют лишь для сечений на входе в РК и на выходе из него на основе планов скоростей ступени. (рисунок 4.17).

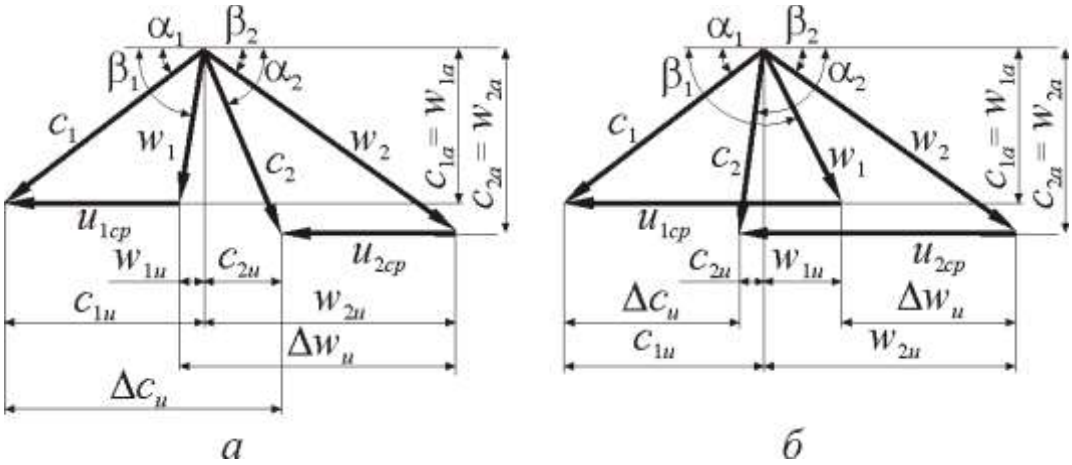


Рисунок 4.17 – Возможные варианты планов скоростей ступени осевой турбины: *а* - $\alpha_2 < 90°$ и $\beta_1 < 90°$; *б* - $\alpha_2 > 90°$ и $\beta_1 > 90°$

Из планов скоростей следует, что при известных параметрах на выходе из СА скорость $\vec{w}_i$ определяется из выражения:

	$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + \left(c_{1u} - u_{1cp}\right)^2},$	4.58

если $\alpha_2 < 90$ и $\beta_1 < 90$ (рисунок 4.17,*а*), или

	$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + \left(u_{1cp} - c_{1u}\right)^2},$	4.59

если $\alpha_2 > 90$ и $\beta_1 > 90$ (рисунок 4.17,*б*).

При этом $c_{1a} = c_1 \cdot sin(\alpha_1)$, а $c_{1u} = c_1 \cdot cos(\alpha_1)$.

Температура торможения T_{1w}^* можно найти из соотношения (рисунок 4.16):

	$i_{1w}^* = i_1 + \frac{w_1^2}{2},$	4.60

	$$T_{1w}^{*} = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p}.$$	4.61

p_{1w}^{*} определяется по уравнению изоэнтропы (1^{*}_{w}-1) (см. рисунок 4.16):

	$$p_{1w}^{*} = p_1 \left(\frac{T_{w1}^{*}}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$	4.62

Рассмотрим i–s-диаграмму процесса расширения газа в РК (рисунок 4.18).

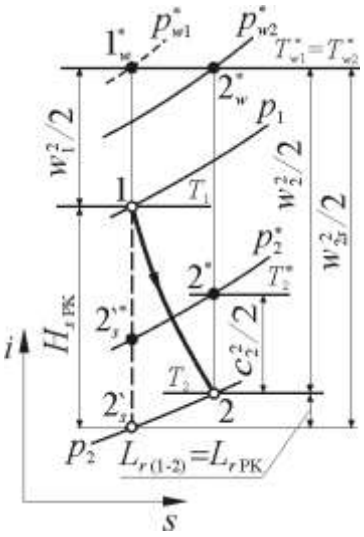


Рисунок 4.18 – *i–s* - диаграмма процесса расширения в каналах РК

В относительном движении этот процесс - энергоизолированный, поэтому:

	$$i_{1w}^{*} = i_{2w}^{*},$$	4.63
	$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_{2s} + \frac{w_{2s}^2}{2}.$$	4.64
	$$w_{2s}^2 = 2(i_1 - i_{2s}) + w_1^2.$$	4.65

Нетрудно видеть, что $(i_1 - i_{2s}) = L_{sPK}$.

Величина L_{sPK} при известных L_{sT} и L_{sCA} определится как разность:

	$$L_{sPK} = L_{sT} - L_{sCA}.$$	4.66

Тогда изоэнтропическая скорость истечения газа w_{2s} определяется:

	$$w_{2s}^2 = \sqrt{w_1^2 + 2\mathrm{L_{sPK}}}.$$	4.67

Действительная скорость w_2 из-за наличия потерь L_{rPK} (рисунок 2.6.2) меньше w_{2s} и определяется по аналогии с СА с помощью коэффициента скорости ψ_{PK}:

	$$w_2 = \psi_{PK} w_{2s}.$$	4.68

Диапазон значений ψ_{PK} ступеней современных турбин составляет *0,94……0,96*.

	$$\psi_{PK} = \sqrt{1 - \zeta_{\mathrm{PK}}}.$$	4.69

Снижение давления торможения p_w^* в РК оценивается с помощью коэффициента восстановления полного давления:

	$$\sigma_{\mathrm{PK}} = \frac{p_{2w}^*}{p_{1\mathrm{w}}^*},$$	4.70

При $\lambda_{w2s} < 1$ и $\psi_{PK} > 0{,}9$ величина σ_{PK} выбирается в интервале *0,96……0,98.*

Статические параметры газа на выходе из РК определяются через ГДФ потока:

	$$\lambda_{w2} = \frac{w_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R \mathrm{T}_{2w}^*}};\ \pi(\lambda_{w2});\ \pi(\lambda_{w2s});\ \tau(\lambda_{w2}).$$	4.71

При известной геометрии проточной части РК и заданном расходе $G_{\mathrm{г}}$ по уравнению неразрывности может быть найден угол выхода потока из рабочего венца. Для продуктов сгорания керосина это выражение имеет вид:

	$$sin\beta_2 = \frac{G_{\mathrm{г}}\sqrt{T_{w2}{}^*}}{39{,}7\sigma_{PK} \cdot \mathrm{p}_{1w}^* \cdot \mathrm{F_{PK}} \cdot q(\lambda_{\mathrm{w2}})}.$$	4.72

При известном β_2 легко определяются все элементы выходного треугольника скоростей (рисунок 2.6.1):

в относительном движении –

	$$w_{2a} = w_2 sin\beta_2;$$ $$w_{2u} = w_2 cos\beta_2.$$	4.73

в абсолютном движении –

	$c_{2a} = w_{2a};$ $c_{2u} = w_{2\text{u}} - u_2;$ $c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}.$	4.74

Угол выхода потока α_2 определяется по соотношениям (рисунок 2.6.1):

	$\alpha_2 = arctg\frac{c_{2a}}{c_{2u}}$ град, если $w_{2u} > u_2;$ $\alpha_2 = 180 - arctg\frac{c_{2a}}{c_{2u}}$, град, если $w_{2u} < u_2$	4.75

Порядок перехода к параметрам потока в абсолютном движении:

вычисляется температура торможения T_2^*:

	$\mathrm{T}_2^* = \mathrm{T}_2 + \frac{\mathrm{c}_2^2}{\frac{2kR}{k-1}},$	4.76

по уравнению изоэнтропы (*2-2**) (рисунок 2.6.2) определяется p_2^*:

	$p_2^* = p_2\left(\frac{T_2^*}{T_2}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$	4.77

Значения T_2^* и p_2^* позволяют определить мощность ступени N_{CT} и η_{CT}^*:

	$N_{CT} = G_{\text{г}}L_{\text{ст}},$	4.78

где $L_{\text{ст}} = i_0^* - i_2^*$ (здесь i_0^* и i_2^* определяются по температурам T_0^* и T_2^*),

	$\eta_{CT}^* = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2\text{s}}^*}.$	4.79

(здесь $i_{2\text{s}}^*$ - определяется по температуре $T_{2\text{s}}^*$).

Полученные значения N_{CT} и η_{CT}^* сравниваются с потребными, которые закладываются на этапе предварительного расчета турбины. Если рассчитанная ступень не соответствует заданным пределам, то, изменяя в допустимых интервалах $\rho_{\text{ст}}$, ψ_{PK}, φ_{CA}, а также π_{CT}^*, можно добиться (провести оптимизацию параметров) потребных значений N_{CT} и η_{CT}^*.

4.6 Газодинамическая нагруженность лопаток турбины и выбор их числа

В межлопаточном канале турбины статическое давление и другие параметры меняются не только вдоль направления движения рабочего тела, но и в тангенциальном направлении (рисунок 4.19).

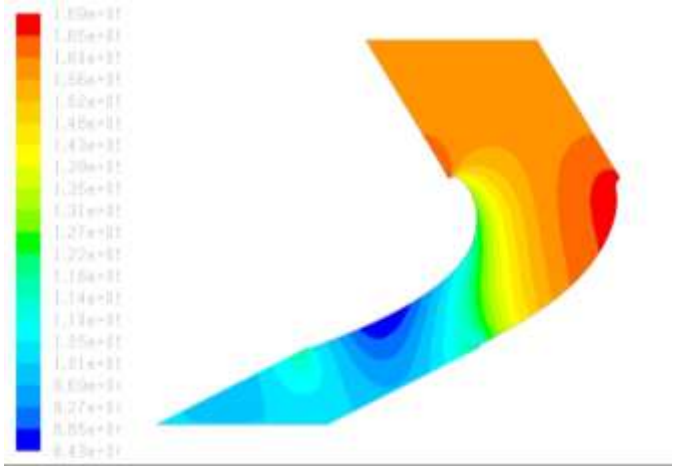


Рисунок 4.19 – Типовое поле распределения статических давлений в межлопаточном канале турбины

Давление на корытце больше давления на спинке. С одной стороны лопатка имеет крыловидный в плане профиль, при обтекании которого на выпуклой части образуется разряжение. С другой, при повороте потока межлопаточном канале он центробежными силами прижимается к корытцу и «отталкивается» от спинки. Разность давления приводит к возникновению неуравновешенной силы, окружная составляющая которой заставляет турбину вращаться вокруг оси. Чем выше окружная составляющая, тем больше крутящий момент и мощность турбины.

На рисунке 4.20 приведена нагрузочная диаграмма профиля лопатки осевой турбины. Часто нагрузочную диаграмму строят как зависимость условной приведенной скорости λ или числа Маха M на поверхности профиля от осевой хорды или по периметру (рисунки 4.21, 4.22). M и λ определяется по ГДФ $\pi(\lambda)$.

Площадь, заключенная на нагрузочной диаграмме между кривыми соответствующими корытцу и спинке, является мерой нагрузки профиля (рисунки 4.20...4.22). Чем больше эта площадь, тем большая разность давлений между спинкой и корытцем, и тем больший крутящий момент может быть реализован с

помощью данного профиля. Это позволяет получить большую работы турбины, либо сократить число ее лопаток.

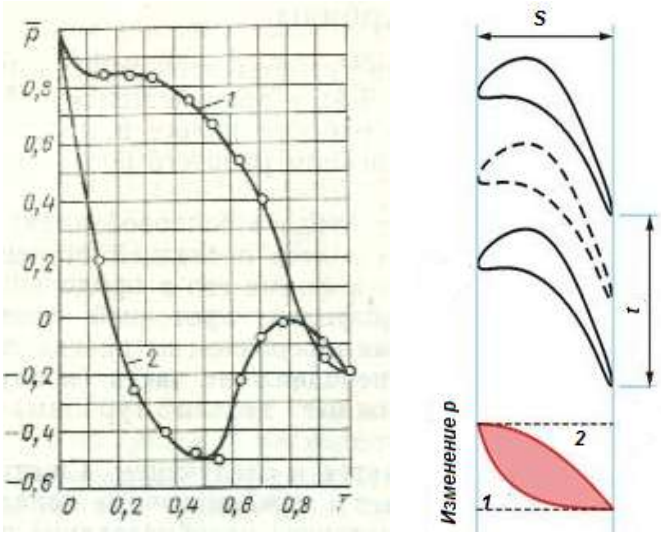


Рисунок 4.20 – Типовое распределение статического давления (отнесенного к давлению на выходе) вдоль осевой хорды лопатки осевой турбины: 1 – вдоль корытца; 2 – вдоль спинки

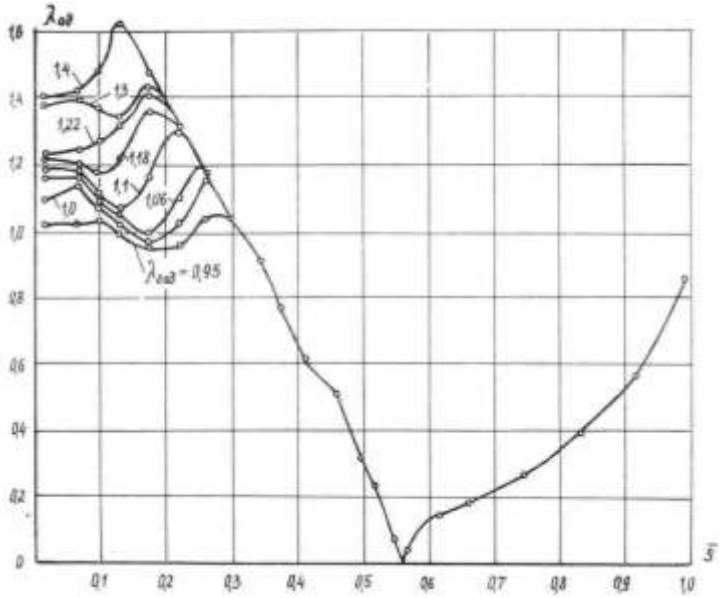


Рисунок 4.21 – Типовая зависимость изменения условной приведенной скорости λ вдоль осевой периметра лопатки осевой турбины

Для получения увеличенной нагрузки на профиль необходимо ускорять поток на спинке до максимальной величины как можно быстрее, а на корытце как можно позднее. Однако при этом появляются большие градиенты давлений.

Обычно на спинке скорость в горле больше, чем в выходной кромке. Это говорит о наличии диффузорного участка за ним. Диффузорный участок может

иметь место и вблизи входной кромки на корытце (рисунки 4.21, 4.22). Наличие местных диффузорных зон может привести к росту подъемной силы. Однако т.к. диффузорный поток склонен к отрывам, то чрезмерное торможение на корытце и спинке может привести к отрыву погранслоя, что существенно увеличит потери. Поэтому вводят понятие коэффициента диффузорности:

	$D_{сп} = \frac{M_{max} - M_{вых}}{M_{max}}$; $D_{кар} = \frac{M_{вх} - M_{мин}}{M_{вх}}$.	4.80

Величина предельной диффузорности, как правило, не превышает *0,2*.

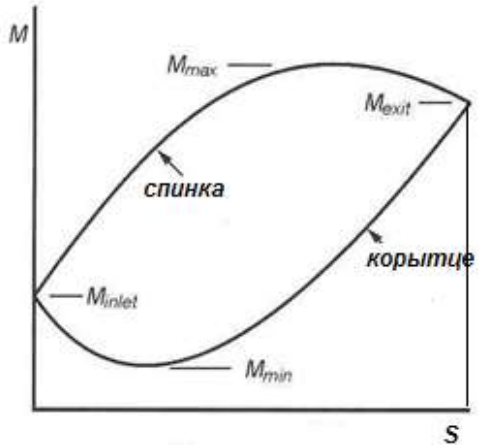


Рисунок 4.22 – Типовая зависимость изменения условного числа Маха *M* вдоль осевой хорды профиля лопатки осевой турбины

Если из-за чрезмерной диффузорности поток оторвется со спинки, то отрыв не сможет локализоваться до выхода из ЛВ из-за выпуклости спинки и малого расстояния до выхода. Потери будут существенны, а угол потока на выходе ЛК будет больше, чем требуется (поток недоповернут) и работа будет меньше расчетной. Отрыв неблагоприятно повлияет на работу последующей ступени. При отрыве погранслоя на корытце вблизи входной кромки он успеет локализоваться и негативное влияние будет меньшим.

Проектирование лопатки с максимально возможной нагрузкой неоптимальное решение. Поскольку получение большой нагрузки сопровождается большими потерями из-за больших градиентов давления и больших углов поворота потока.

При росте нагрузки на лопатку, число лопаток уменьшается, промежуток между лопатками растет, уменьшаются потери трения и кромочные потери. Но для получения заданной нагрузки нужно увеличивать диффузорность, что увеличивает потери. Оптимальная нагрузка лежит в месте баланса диффузорных потерь и потерь трения.

Нагрузку профиля оценивают с помощью параметра Цвайфеля. Это отношение удельной окружной силы, действующей на лопатку, к идеальной окружной силе (окружная сила, возникшая на лопатке, если бы на всем протяжении спинки установилось давление равное входному, а на всем корытце - равное выходному).

Вводя упрощения (постоянство плотности, осевой и окружной скорости):

	$C_{LCA}=\frac{\rho c_a(c_{2u}+c_{1u})}{\frac{1}{2}\rho S_{CA}c_2^2}=\frac{2t}{S_{CA}}\sin^2\alpha_1\times(\mathrm{ctg}\alpha_1+\mathrm{ctg}\alpha_0);$	4.81

Параметр Цвайфеля применяется для оценки для оценки $\frac{t}{s_{CA}}$ и далее числа лопаток *z*. Число лопаток взаимосвязано с их аэродинамической нагрузкой. С другой стороны выбор *z* определяет газодинамическое совершенство турбины.

Оптимальное значение параметра *0,75……0,85*. Это утверждение справедливо для большинства ЛВ. Для первых СА ТВД значение находится примерно на уровне *0,55*. К последним ступеням ТНД значение параметра Цвайфеля возрастает примерно до *1,2*, хотя может достигать *1,6* (рисунок 4.23). Однако число *1,2* является тем пределом, после которого начинается падение эффективности ЛВ. Увеличение параметра Цвайфеля сокращает число лопаток, вес, стоимость, снижает нагрузку на диск. Уменьшение увеличивает КПД турбины.

В эскизном проектировании параметр Цвайфеля это простой и эффективный метод оценить число лопаток в первом приближении. Высокие значения параметра Цвайфеля приводят к увеличению потерь, что особенно актуально для периферийных сечений из-за вторичных потерь и потерь в РЗ. Для уменьшения потерь нужно увеличивать шаг решетки. Для сохранения нагрузки на профиль, нужно увеличивать хорду. Это в свою очередь увеличивает вторичные потери. Для их компенсации нужно увеличивать высоту лопаток. Лопатки становятся более тяжелыми, растут напряжения в них.

Если уменьшать число лопаток без изменения хорды и высоты лопаток, то для сохранения работы, нужно увеличивать нагрузку на профиль. А это увеличивает потери связанные с диффузорностью, вторичные потери и утечки в РЗ.

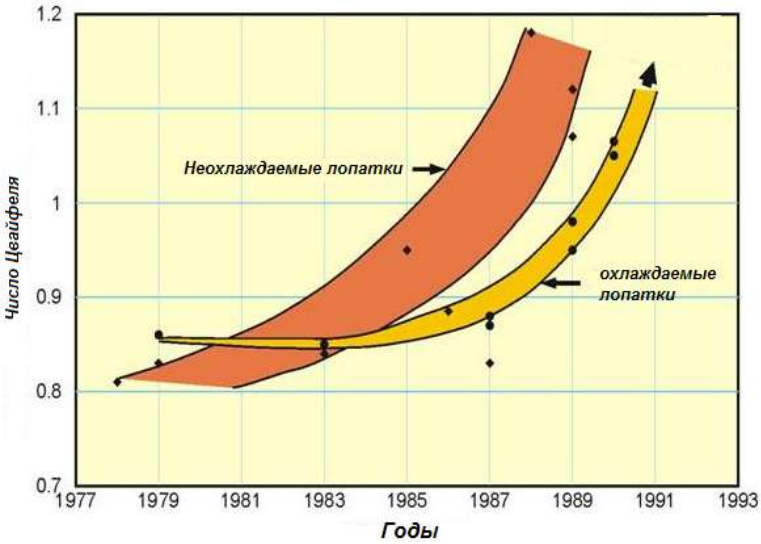


Рисунок 4.23 – Изменение числа Цвайфеля по годам

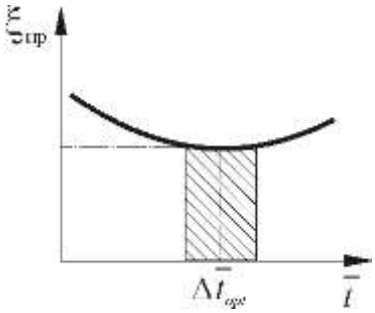


Рисунок 4.24 – Зависимость потерь в ЛВ осевой турбины от относительного шага $\bar{t}$

В российской практике для оценки числа лопаток профиля применяется величина относительного шага:

	$\bar{t} = \frac{t}{b}.$	4.82

При малых значениях $\bar{t}$ число лопаток велико, поверхность трения и число закромочных следов значительны. По мере роста $\bar{t}$ увеличивается нагрузка на профиль, что приводит к появлению местных отрывов потока в зонах местной диффузорности (рисунок 4.24).

У современных осевых турбин ГТД $\bar{t}_{\text{са}\,opt} = 0{,}7 \ldots 1{,}0$; $\bar{t}_{\text{рк}\,opt} = 0{,}6 \ldots 0{,}8$.

Оптимальное значение относительного шага находится по формуле, предложенной В.И. Дышлевским:

	$\bar{t}_{\text{opt}}=0{,}55\left(\frac{180}{180-(\beta_1+\beta_2)}\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}\right)^{0{,}33}(1-\bar{c}_{\text{м}}),$	4.83

где $\bar{c}_{\text{м}} = {}^{c_{\text{м}}}/_{b}$ - относительная толщина профиля.

Формулой, предложенная Б.И. Мамаевым и А.Г. Клебановым учитывает влияния большего числа параметров:

	$\bar{t}_{opt} = \left(1 + d\bar{t}_{opt}\right)\text{К}_{\text{КР}}\bar{t}_{opt_0}$,	4.84

где $\text{К} = \frac{sin\beta_1}{sin\beta_2}$ – для рабочих лопаток;

$\text{К} = \frac{sin\alpha_0}{sin\alpha_1}$ – для сопловых лопаток;

$\bar{t}_{opt_0} = \left(\frac{1{,}727}{\text{К}} - 0{,}869\right)\frac{1}{\sqrt[3]{\theta}} - \frac{1{,}71}{\text{К}} + 1{,}604$ – для $1 \leq \text{К} \leq 1{,}5$;

$\bar{t}_{opt_0} = \frac{0{,}327}{\text{К}^{0{,}371} \cdot \sqrt[3]{\theta}} - \frac{0{,}994}{\text{К}^{0{,}385}} + 1{,}314$ – для $\text{К} \geq 1{,}5$;

$\theta = [180 - (\beta_1 + \beta_2)]\frac{\pi}{180}$ – для рабочих лопаток;

$\theta = [180 - (\alpha_0 + \alpha_1)]\frac{\pi}{180}$ – для сопловых лопаток;

$d\bar{t}_{opt} = -0{,}625{\lambda_t}^2 + 0{,}48\lambda_t + 0{,}016$;

$\lambda_t = \lambda_{c1s}$ – для сопловой лопатки;

$\lambda_t = \lambda_{w2s}$ – для рабочей лопатки;

$\text{К}_{\text{КР}} = 1 - 15\bar{S}^2_{\text{вых}} + \left(3{,}75\bar{t}_{opt_0} - 0{,}6\right)\bar{S}_{\text{вых}}$;

$\bar{S}_{\text{вых}} = {}^{2r_2}/_{b}$.

Величина $\bar{\bar{t}}_{opt}$ зависит от угла поворота потока Δβ в решетке, степени конфузорности *К*, относительной толщины профиля $\bar{c}_m$ и других параметров (рисунок 4.25).

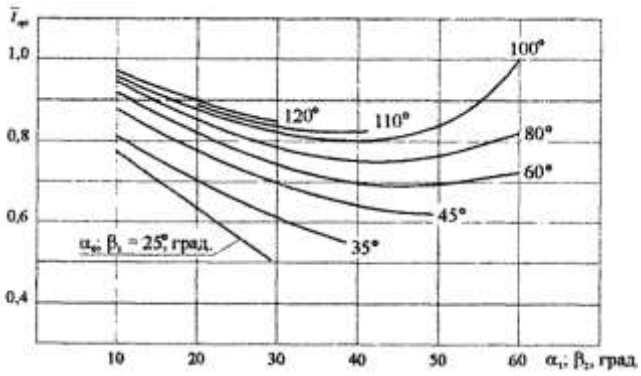


Рисунок 4.25 – Влияние входного и выходного угла потока на величину оптимального относительного шага решетки $\bar{t}_{opt}$

Параметра Цвайфеля связан с окружной силой, создающий крутящей момент, а $\bar{t}$ является в большей степени статистическим параметром.

4.7 Направление потока за лопаточным венцом турбины

В турбинных решетках угол выхода потока α_1 (или β_2) определяется в основном соответствующими конструктивными углами $\alpha_{1л}$ (или $\beta_{2л}$).

Угол наклона выходных кромок лопаток СА и РК $\ll 90°$, что обусловливает наличие косого среза *ABC* (рисунок 4.26) на выходе из турбинных решеток. Он оказывает существенное влияние на характер течения газа за горлом межлопаточного канала, в частности, на величину α_1, от которого зависит удельная работа L_u и КПД ступени $\eta^*_{ст}$.

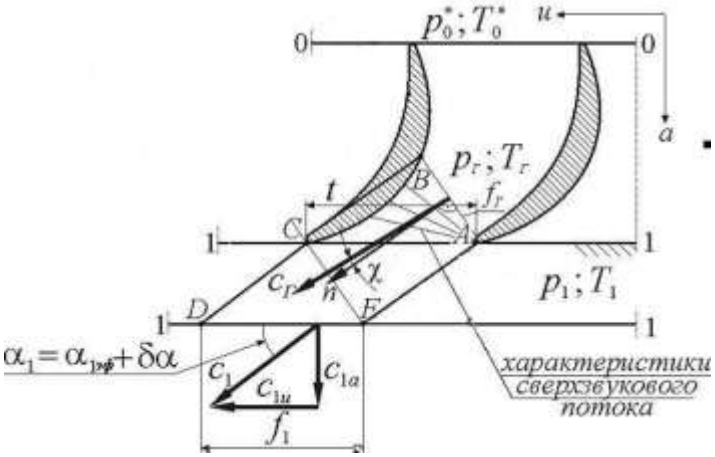


Рисунок 4.26 - Схема течения газа в косом срезе сужающейся сопловой решетки

Участок *ACDF* образован двумя линиями тока *CD* и *AF*, отстоящими друг от друга на расстоянии шага решетки *t*. Пусть в самом узком сечении канала (горла) поток имеет параметры $p_г$, $T_г$, а площадь его - $f_г = a_г \cdot dr$. С нормалью *n* скорость $c_г$ составляет некоторый угол χ (рисунок 4.27), который близок к нулю.

В сечении *DF*, на входе в последующую решетку, поток имеет скорость c_1, составляющую с фронтом решетки искомый угол α_1. Найдем этот угол, из уравнения неразрывности для случая двухмерной модели элементарного ЛВ СА:

	$a_г dr \rho_г c_г cos\chi = t \cdot dr \rho_1 c_1 sin\alpha_1,$	4.85
	$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{a_г \rho_г c_г}{t \rho_1 c_1} cos\chi\right].$	4.86

В современных турбинных решетках χ близок к нулю. Поэтому

	$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{a_г \rho_г c_г}{t \rho_1 c_1}\right].$	4.87

Таким образом, направление потока газа за решеткой зависит от соотношения косого среза $a_г/t$ и отношения плотностей тока $(\rho c)_г/(\rho c)_1$, характеризующего режим течения газа. $arcsin[a_г/t]$ - эффективный угол сопловой решетки $\alpha_{1\,эф}$. Угол $\alpha_{1эф} \approx \alpha_{1л}$. Очевидно, что с ростом $\alpha_{1\,эф}$ $(\alpha_{1\,л})$ значение α_1 также увеличивается:

	$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{\rho_г c_г}{\rho_1 c_1} \cdot sin\alpha_{1эф'}\right]$	4.88

Рассмотрим влияния режима течения на связь α_1 и $\alpha_{1\,эф}$ $(\alpha_{1\,л})$ (рисунок 4.26).

1. Пусть перепад давлений p_0^*/p_1 на элементарном ЛВ СА - дозвуковой, $\lambda_г<1$. В горле решетки (сечение АВ) скорость имеет максимальное значение, но при этом $c_г<c_{кр}$. Поэтому за горлом в расширяющемся косом срезе межлопаточного канала скорость уменьшается, а статическое давление и плотность – увеличиваются.

При $\lambda_г$<0,7 интенсивность изменения скорости превышает интенсивность изменения плотности потока. Вследствие этого величина отношения $(\rho c)_г/(\rho c)_1$ определяется изменением скорости. Так как $c_1<c_г$, то это отношение будет больше единицы, а следовательно $\alpha_1 > \alpha_{1\,эф}$.

С уменьшением перепада давлений p_0^*/p_1 и приведенной скорости $\lambda_г$ разница в интенсивности изменения скорости и плотности газа увеличивается, что приводит к увеличению угла α_1. Последний представляется в виде суммы:

	$\alpha_1 = \alpha_{1\,эф} + \delta\alpha,$	4.89

где $\delta\alpha$ - угол отставания потока в косом срезе.

2. $\lambda_г=1$. В области трансзвуковых течений интенсивности изменения плотности и скорости практически одинаковы. Следовательно, при перепаде давлений p_0^*/p_1, близких к критическим $\alpha_1 = arcsin[a_г/t] = \alpha_{1эф}$ и угол отставания потока $\delta\alpha$ близок к нулю (если пренебречь разницей между σ_1 и $\sigma_г$).

3. При перепаде давлений p_0^*/p_1 больше критического в расширяющемся косом срезе появляется зона сверхзвукового потока, в которой продолжается расширение газа. При этом давление вдоль спинки *ВС* уменьшается постепенно, а на выходной

кромке в т. A - скачкообразно от $p_{кр}$ до p_1. В области т. A наблюдается течение Прандтля – Майера – обтекание тупого угла сверхзвуковым потоком.

В области сверхзвуковых течений интенсивность изменения плотности газа превышает интенсивность изменения скорости потока. Поэтому отношение плотностей тока $(\rho c)_г/(\rho c)_1$ будет больше единицы (так, как $\rho_1<\rho_г$), а $\alpha_1 > \alpha_{1\ эф}$.

При сверхзвуковом течении в косом срезе постоянное статическое давление устанавливается вдоль характеристик – лучей выходящих из т. A. При этом давление p_1, может установиться как в пределах косого среза, так и на его границе AC. В первом случае говорят о неполном использовании косого среза, а во втором - о его предельной расширительной способности. При сверхкритических перепадах давления p_0^*/p_1 в горле межлопаточных каналов устанавливается критическое давление $p_г$ и критическая скорость $c_г$. Если пренебречь разницей между σ_1 и $\sigma_Г$:

	$sin\alpha_1 = \frac{a_г}{t}\frac{\rho_г c_г}{\rho_1 c_1} = \frac{a_г}{t}\frac{1}{q(\lambda_1)}.$	4.90

Отсюда следует, что с увеличением p_0^*/p_1 , а следовательно и сверхзвуковой приведенной скорости λ_1, ГДФ $q(\lambda_1)$ уменьшается, углы α_1 и $\delta\alpha$ увеличиваются. Зависимость угла отклонения потока в косом срезе $\delta\alpha$ от приведенной скорости на выходе из турбинной решетки λ_1 приведена на рисунке 4.27.

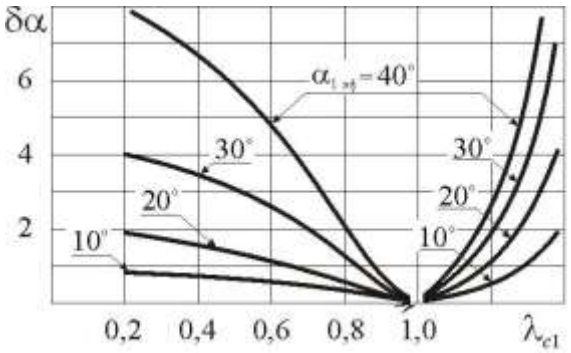


Рисунок 4.27 - Типичная зависимость $\delta\alpha = f(\alpha_{1\ эф}, \lambda_1)$

Таким образом, наличие косого среза обусловливает две режимных особенности течения газа на выходе турбинной решетки:

- возможность достижения сверхзвуковых скоростей $\lambda_1>1$ в косом срезе при $p_1 < p_{кр}$;
- наличие и рост угла отставания потока $\delta\alpha$ на режимах, заметно отличающихся от критического режима.

4.8 Характеристика элементарной решетки осевой турбины

Под характеристиками элементарного лопаточного венца осевой турбины понимается зависимости $\zeta_{\text{пр}} = f(\lambda_{c1s})$, $\alpha_1 = f(\lambda_{c1s})$ (рисунок 4.28), $\zeta_{\text{пр}} = f(\alpha_0)$ параметров, характеризующих рабочий процесс в нем (профильных потерь $\zeta_{пр}$ и угла выхода потока α_1), от параметров, определяющих режим работы венца (изоэнтропической приведенной скорости на выходе λ_{c1s} из СА и угла натекания потокаα_0).

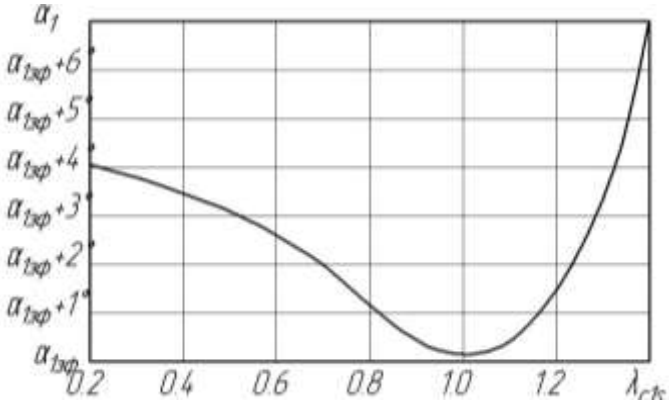


Рисунок 4.28 - Типичный вид зависимости $\alpha_1 = f(\lambda_{c1s})$

Типичный характер зависимости $\zeta_{\text{пр}} = f(\lambda_{c1s})$ показан на рисунке 4.29. При некотором значении λ_{c1s}*=0,8……0,9* потери минимальны. Картина распределения чисел Маха в межлопаточном канале показана на рисунке 4.30. Скорость потока монотонно возрастает и в районе горла у спинки достигает небольших сверхзвуковых значений, затем плавно тормозится.

Снижение λ_{c1s} в дозвуковом диапазоне увеличивает толщину пограничного слоя, что обусловливает возрастание $\zeta_{пр}$. С увеличением $\zeta_{\text{пр}}$ относительно оптимума $\lambda_{c1sopt} = 0{,}8 \ldots 0{,}9$ скорость вблизи спинки продолжает возрастать, а зона сверхзвуковых скоростей заканчивается скачком уплотнения (рисунок 4.31), что обусловливает появление волновых потерь. Скачок провоцирует отрыв потока на спинке ниже по течению, что также ведет к росту потерь. В результате действия этих факторов $\zeta_{\text{пр}}$ существенно возрастает.

При дальнейшем росте λ_{c1s} скачок уплотнения смещается вниз по потоку, пока не окажется вблизи выходной кромки (рисунок 4.32). При этом потери отрыва потока на спинке снижаются до минимума, а также несколько уменьшаются и

кромочные потери. В результате коэффициент потерь $\zeta_{\text{пр}}$ несколько уменьшается. Последующее увеличение перепада давления на СА, а, следовательно, и λ_{c1s}, приводит к дальнейшему росту волновых потерь, которые в конце концов преобладают над снижением потерь от отрыва потока и кромочных потерь. Поэтому коэффициент потерь $\zeta_{\text{пр}}$ вновь увеличивается.

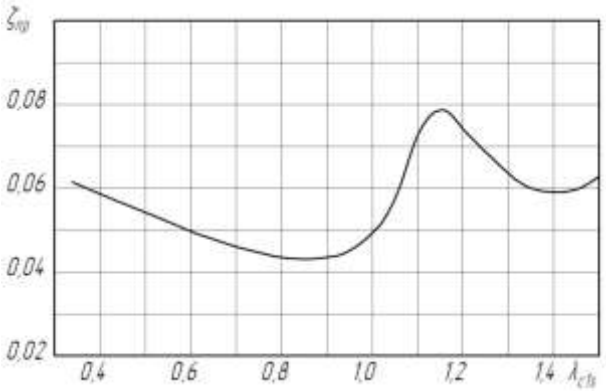


Рисунок 4.29 - Типичный вид зависимости $\zeta_{\text{пр}} = f(\lambda_{c1s})$

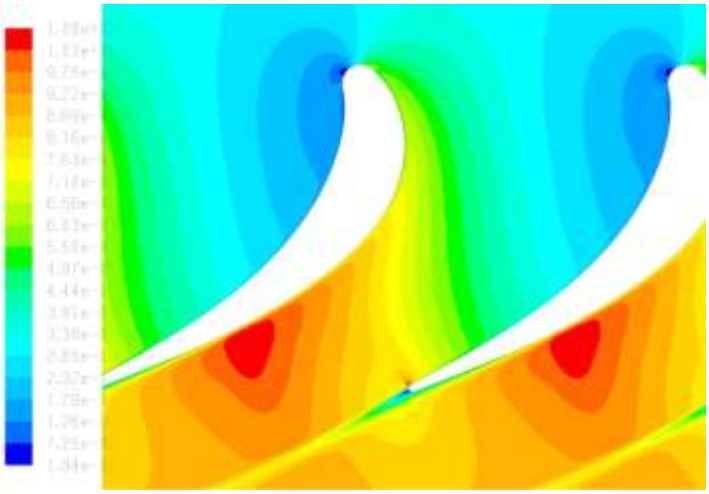


Рисунок 4.30 - Картина распределения чисел Маха в межлопаточном канале при λ_{c1s}≈0,9

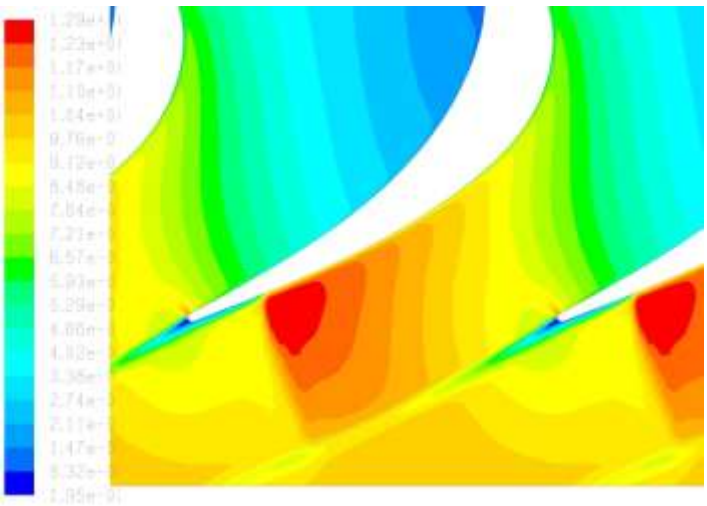


Рисунок 4.31 - Картина распределения чисел Маха в межлопаточном канале при λ_{c1s}≈1,1

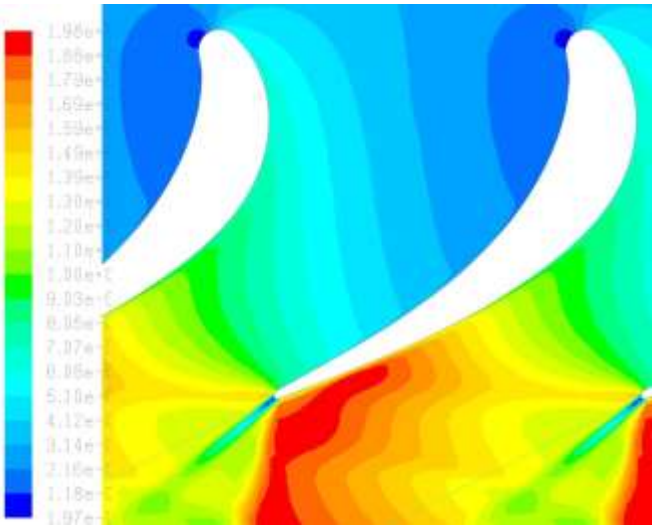


Рисунок 4.32 - Картина распределения чисел Маха в межлопаточном канале при дальнейшем увеличенииλ_{c1s}≈1,5

Типичный характер зависимости $\zeta_{\text{пр}} = f(\alpha_0)$ показан на рисунке 4.33.

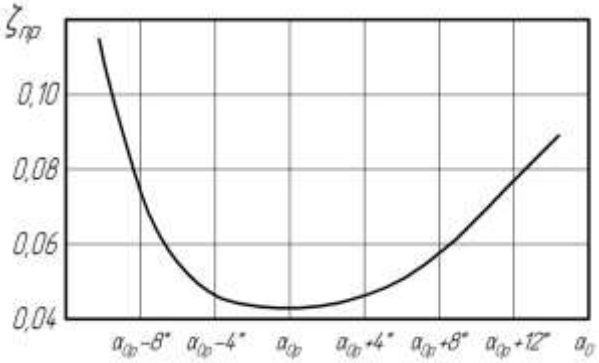


Рисунок 4.33 - Типичный вид зависимости $\zeta_{\text{пр}} = f(\alpha_0)$

Очевидно, что при α_0, отличных от расчетного значения $\alpha_{0р}$, наблюдается возрастание коэффициента потерь $\zeta_{пр}$ из-за увеличения неравномерности потока в межлопаточных каналах. Причем, при малых значениях $\Delta\alpha = |\alpha_{0р} - \alpha_0|$ увеличение незначительно, а с ростом $\Delta\alpha$ потери растут интенсивнее вследствие появления отрыва потока либо с корытца (рисунок 4.34), либо со спинки (рисунок 4.35).

При $\alpha_{0р} < \alpha_0$ интенсивность роста потерь меньше, чем в области $\alpha_{0р} > \alpha_0$. Объясняется это ростом кинематической степени конфузорности $К = \frac{sin\alpha_0}{sin\alpha_1}$ вследствие увеличения угла натекания потока на сопловые лопатки α_0.

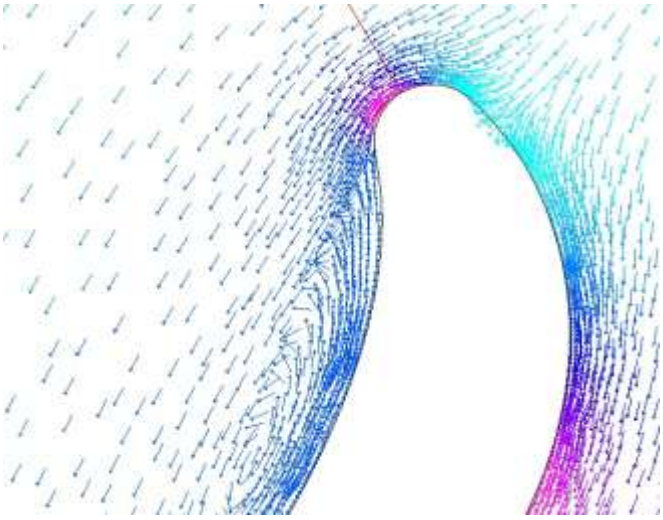


Рисунок 4.34 - Отрыв потока с корытца при больших углах входа потока α_0

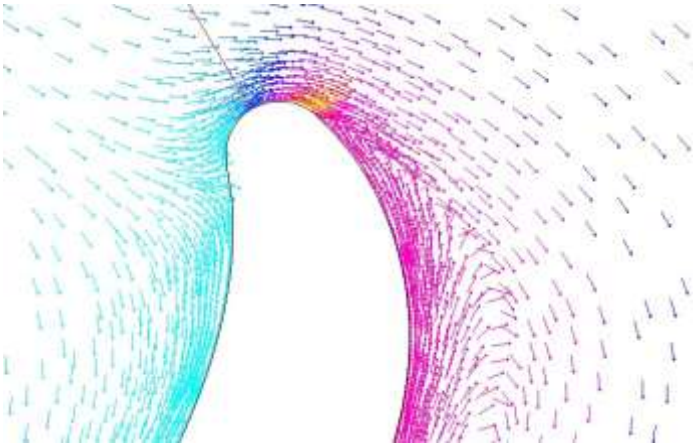


Рисунок 4.35 - Отрыв потока со спинки при малых углах входа потока α_0

4.9 Работа элементарных ступеней турбины расположенных на разных радиусах

Действительная ступень представляет собой совокупность бесконечно большого числа элементарных ступеней. Рассмотрим принципиальные отличия в рабочем процессе элементарных ступеней на различных радиусах.

Для этого в ступени осевой турбины (рис. 4.36) выделим три радиуса ($r_{вт}$, $r_{ср}$ и $r_к$) и построим для них треугольники скоростей на входе в РК.

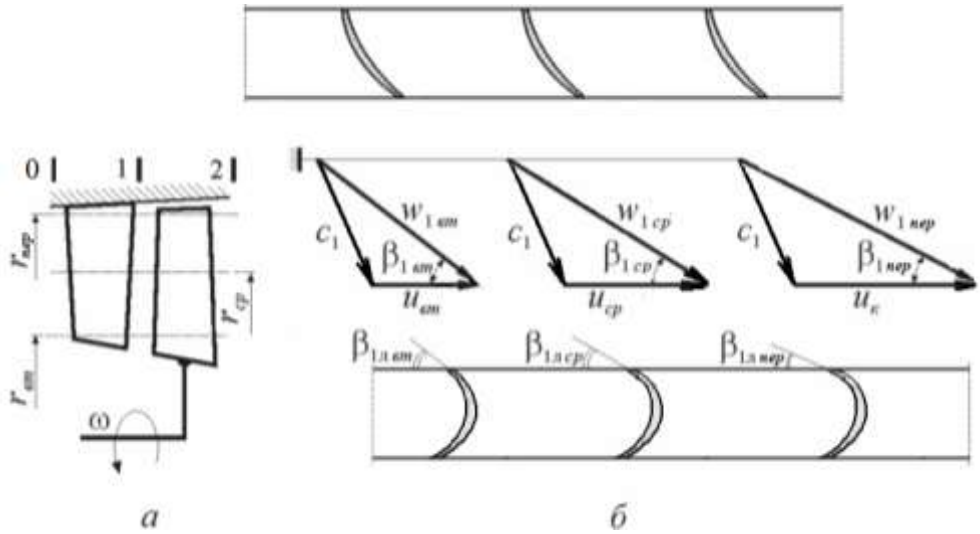


Рисунок 4.36 - К определению условий совместной работы элементарных ступеней на различных радиусах: а - схема ступени; б - планы скоростей элементарных ступеней

Как следует из рисунка 4.36,*б*, с увеличением радиуса r_i возрастает окружная скорость РК $u_i = r_i \cdot \omega$. Если предположить, что лопатка СА не меняет профиль по высоте, то скорость c_1 на входе в РК по радиусу не изменяется, и увеличение u_i вызывает уменьшение угла β_{1i} в относительном движении. Следовательно, конструктивные углы $\beta_{1лi}$ входной кромки РК должны уменьшаться от втулочного сечения к периферийному (рисунок 4.36,*б*). Для определения параметров по высоте лопатки рассчитывается радиального распределения параметров потока на основе уравнений трехмерной модели. При этом течение рассматривается только в зазоре между лопатками СА и РК. Предполагается, что оно осесимметрично и стационарно, вязкость газа не учитывается. Принимается, что линии тока прямолинейны и энергия (полная энтальпия i^*) постоянная.

В этом случае уравнение, связывающее окружную и осевую составляющие:

$$\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{r^2}\frac{d(c_u r)^2}{dr} = 0.$$

Поскольку данное уравнение не может определить законы изменения двух входящих в него переменных c_u и c_a, один из них выбирается произвольно. В качестве закона закрутки обычно выбирают зависимость $c_u = f(r)$. Наиболее часто применяются законы вида: $c_u \mathrm{r}^m = const$, где $c_u = (c_{1u} - c_{2u})/2$. При $m = 1$ получаем $c_u \mathrm{r} \quad = const$ - закон постоянства циркуляции; при $m = cos^2\alpha_1$ получаем $\alpha_1 = const$ - закон постоянства угла выхода из СА; при $m = -1$ получаем $c_u/r = const$ - закон твердого тела.

Выбор закона закрутки основывается на характере изменения параметров по высоте лопатки в соответствии с конструктивными требованиями; обеспечении пропускной способности ступени; КПД ступени; технологические качества лопаток и т.д. Для турбин ГТД определяющими критериями являются $\eta_{\text{т}}^*$ и технологические качества лопаток.

Технологические качества в значительной мере определяются степенью изменения формы профилей по высоте. Как видно из рисунка 4.37, в охлаждаемых лопатках СА, если они сильно закручены, затруднено размещение силовых стержней, а также стержней - интенсификаторов теплообмена в области выходной кромки. Это справедливо и для охлаждаемых лопаток РК.

С этой точки зрения наиболее целесообразен закон закрутки $da/dr = 0$, т.е. $\alpha_1 = const$ и $\alpha_2 = const$. Применение закона $\alpha_1 = const$ позволяет выполнить сопловые венцы с $\alpha_{1л} = const$. Закон $\alpha_2 = const$ позволяет улучшить технологичность лопаток соплового венца последующей ступени.

Рисунок 4.37 - Сечение пера охлаждаемой лопатки СА: 1 - корпус профиля; 2 - силовые стержни; 3 - стержни-интенсификаторы теплообмена

Рассмотрим изменение других параметров потока по высоте лопатки при законе закрутки $\alpha = const$ при $c_{1u} = c_1 cos\alpha_1$ и $c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$ $c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$. Выражение, связывающее окружную и осевую составляющие скорости:

$$\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{r^2}\frac{d(c_1 r \cdot cos\alpha_1)^2}{dr} = 0.$$

$$cos^2\alpha_1 \frac{c_1^2}{r} + \frac{1}{2}\frac{dc_1^2}{dr} = 0$$

$$c_1 \mathrm{r}^{cos^2\alpha_1} = const$$

$$c_{1u} = \frac{const_1}{\mathrm{r}^{cos^2\alpha_1}};$$

$$c_{1\mathrm{a}} = \frac{const_2}{\mathrm{r}^{cos^2\alpha_1}}.$$

Для определения степени изменения по радиусу составляющих скорости c_2 за колесом требуется дополнительное условие. Если принять $L_u/dr = 0$, т.е. $L_u = const$. то c_{2u} может быть найдена из выражения:

$$c_{2u} = \frac{L_u}{u_i} - c_{1ui}.$$

Величину $c_{2\mathrm{ai}}$ можно определить в этом случае из уравнения связывающее окружную и осевую составляющие скорости после подстановки в него последнего выражения при $L_u = const$. В результате получим искомую зависимость $c_{2\mathrm{ai}} = f(r)$. Однако условие $L_u = const$ на практике реализовать затруднительно.

Чаще ставят условие обеспечения $\alpha_2 = const$, например, осевого выхода потока из ступени ($\alpha_2 = 90°$). В этом случае $c_{2u} = 0$, тогда

$$L_u = u \cdot \Delta c_u = const \cdot \mathrm{r}^{1-cos^2\alpha_1}$$

Подставляя это выражение при условии $c_{2u} = 0$ в уравнение, связывающее окружную и осевую составляющие скорости, получим:

$$c_{2\mathrm{ai}} = \sqrt{\mathrm{c}_{2\mathrm{aср}}^2 + 2\left(\mathrm{L}_{ui} - \mathrm{L}_{u\mathrm{ср}}\right)}$$

где $\mathrm{c}_{2\mathrm{aср}}$ и $\mathrm{L}_{u\mathrm{ср}}$ - значения этих параметров на среднем диаметре.

Рассмотрим изменение параметров потока по радиусу ступени при законе $\alpha_1 = const$ и $\alpha_2 = 90°$ (рисунок 4.38). Планы скоростей и формы профилей приведены на рисунке 4.38. При законе $\alpha_1 = const$ имеет место неблагоприятное протекание кривой $\rho_{ст} = f(r)$ (рисунок 4.38). При относительно длинных лопатках $D_{ср}/h_2 < 5 \dots 6$ возникает опасность появления отрицательных значений $\rho_{ст} < 0$ на втулке и повышенных $\rho_{ст} > 0{,}5$ на периферии, что приводит к повышенным потерям в РЗ и «ранним» отрывам потока во втулочном сечении. Аналогично ведет себя зависимость $\lambda_{w1} = f(r)$, что для длинных лопаток может привести к появлению сверхзвуковых течений в относительном движении на периферии.

В то же время практическое отсутствие закрутки пера лопатки СА и слабая закрутка пера лопатки РК (рисунок 4.39) обусловливают преимущественное применение закона закрутки α = *const* в охлаждаемых ступенях.

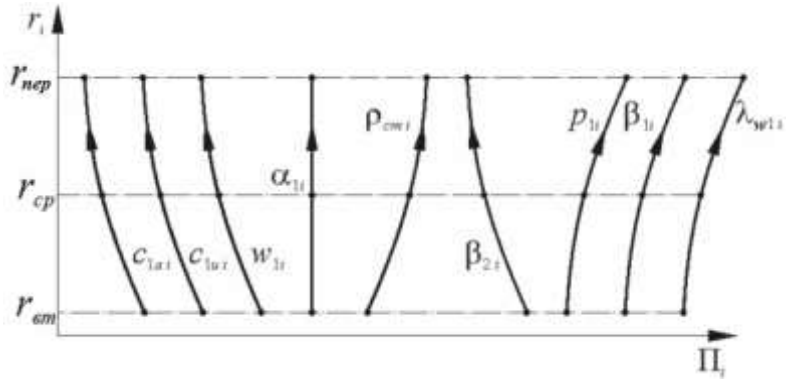


Рисунок 4.38 - Изменение параметров потока по радиусу ступени турбины

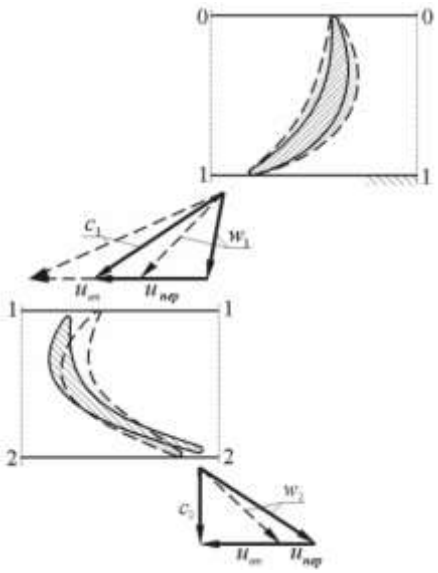


Рисунок 4.39 - Изменение планов скоростей и формы профилей по радиусу при законе α_1 = *const* и α_2 = *90°*

4.10 Многоступенчатые турбины

Максимальный теплоперепад $H^*_{ст}$, который можно эффективно сработать в одной ступени, зависит от окружной скорости $u_{ср}$ лопаток РК. Для достижения $\eta^*_{ст\,max}$ необходимо, чтобы рабочий режим турбины соответствовал условию $y_р^* = y^*_{ст\,opt}$. Величина $u_{ср}$ ограничена условиями прочности и составляет для турбин современных ГТД 350...500 м/с, следовательно $H^*_{ст\,max}$ = 250...300 кДж/кг. При этом λ_i в проточной части приближаются к единице, а $\rho_{ст}$ = 0,4...0,45. Применение больших теплоперепадов возможно только при снижении $\eta^*_{ст}$. При увеличении $H^*_{ст}$ возрастает скорость c'_1 (рисцнок4.40). При $u_{ср}$ увеличивается w'_1, а следовательно, и w'_2. В результате возрастают λ_{c1}, λ_{w2} и λ_{c2}, что способствует росту $\xi_{тр\,СА}$, $\xi_{тр\,РК}$ и $\xi_{вых}$.

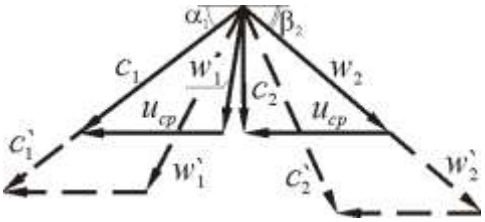


Рисунок 4.40 - Планы скоростей ступени при различных H*ст

Для снижения потерь при повышенных $H^*_{ст}$ сработаем его в нескольких последовательно расположенных ступенях (рисунок 4.41). В этом случае удается поддерживать оптимальные значения $y^*_{ст\,i}$, и умеренные значения $\xi_{тр\,СА}$, $\xi_{тр\,РК}$, $\xi_{вых}$.

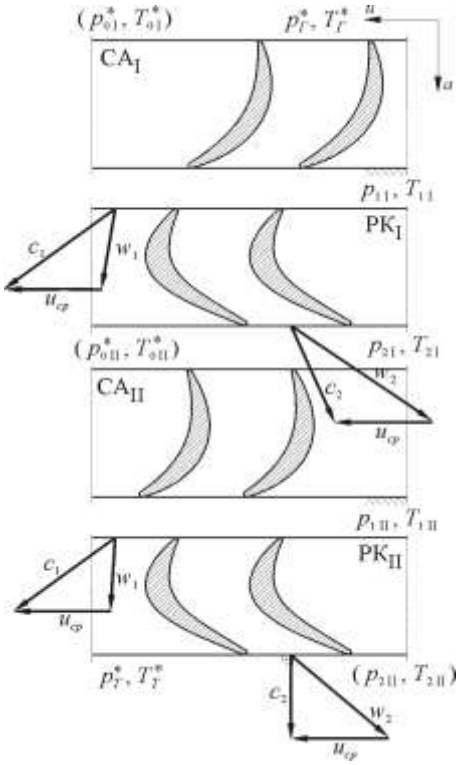


Рисунок 4.41 - Схема проточной части двухступенчатой

Применение многоступенчатой турбины благоприятно влияет на $\eta_т^*$:

1) небольшой перепад тепла в ступени позволяет уменьшить λ_i в проточной части, снижение скорости обусловливает более длинные лопатки, что приводит к снижению концевых потерь:

$$G_г = \rho_i\, h_{л\,i}\, a_{г\,i}\, c_{a\,i},$$

2) выходная скорость из каждой ступени, используется в последующей;

3) прирост энтальпии газа, происходящей вследствие внутренних потерь в ступени, частично используется для полезной работы следующих ступеней.

Главные недостатки многоступенчатых турбин:

- сохранение высокой температуры газа в нескольких ступенях из-за “медленного” срабатывания теплоперепада;
- наличие нескольких ступеней усложняет конструкцию, технологию изготовления и повышает трудоемкость.

4.10.1 Тепловой процесс в многоступенчатой турбине, связь её параметров с параметрами отдельных ступеней

Многоступенчатые турбины можно классифицировать по характеру рабочего процесса. Наиболее существенным фактором является изменение статического давления в проточной части турбины. На рисунке 4.42 показано изменение p_i, c_i и w_i в проточной части турбин различных типов.

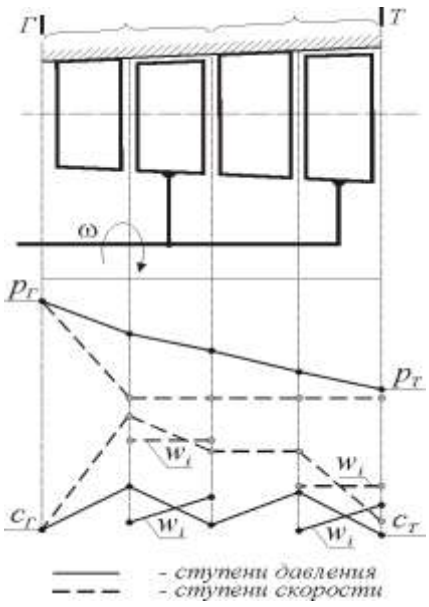


Рисунок 4.42 - Организация рабочего процесса в многоступенчатой

В турбинах с реактивными ступенями давления p_i уменьшается как в СА, так и в РК. При этом w_i в венцах РК возрастает. В активных турбинах со ступенями скорости весь перепад срабатывается в первом СА, поэтому в нем происходит значительное уменьшение статического давления p_i и значительное увеличение абсолютной скорости c_i, которая уменьшается в РК последующих ступеней.

Турбины со ступенями давления обладают наиболее высокой экономичностью.

Активные турбины со ступенями скорости применяются при малых $y_т^*$. Ступени скорости целесообразно применять также при малых расходах газа, когда высоты лопаток невелики. В этом случае в ступенях скорости отсутствие утечек в РЗ позволяет получить более высокий эффективный $\eta_т^*$, чем в ступенях давления.

Тепловой процесс в многоступенчатой турбине протекает с использованием энергии выходной скорости предыдущих ступеней. Для этого необходимо соблюдение ряда условий:

из рабочих лопаток предыдущей ступени (рисунок 4.41) газ должен попадать непосредственно в сопла следующей без резких изменений их поперечного сечения;

лопатки СА каждой последующей ступени должны быть спрофилированы так, чтобы газ поступал к ним с оптимальным углом атаки, для чего входная кромка лопаток должна быть сориентирована под углом выходной скорости предыдущей ступени, т.е. $(\alpha_0)_{i+1} = (\alpha_2)_i$ (рисунок 4.41).

Многоступенчатую турбину характеризуют такими же параметрами, что и ступень.

На рисунке 4.43 приведена меридиональная схема проточной части многоступенчатой турбины со ступенями давления, а на рисунке 4.44 представлен процесс расширения газа в ней в *i–s*-координатах.

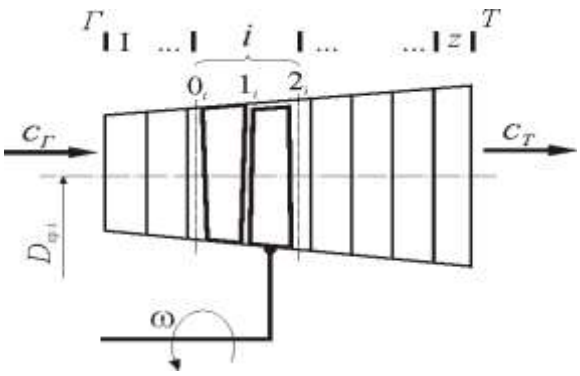


Рисунок. 4.43 - Меридиональная форма проточной части

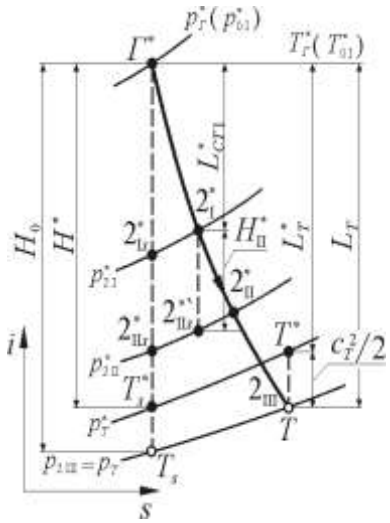


Рисунок 4.44 - Процесс расширения газа в трехступенчатой турбине в i–s - координатах

В многоступенчатой турбине приняты следующие обозначения: “г” - вход в турбину; “т” - выход из турбины; I, II, ..., z - номера ступеней.

В пределах одной *i*-той ступени индексация такая для каждого контрольного сечения ступени, только добавляется нижний индекс, соответствующий номеру ступени. Например, 0_{III} - сечение на входе в СА третьей ступени и т. п. Особый интерес представляют термодинамические параметры.

Степень понижения давления в турбине определяется или по статическому давлению на выходе $\pi_т = p_г^*/p_т$, или по полному давлению $\pi_т^* = p_г^*/p_т$. $\pi_т^*$ и $\pi^*_{ст\,i}$ связаны следующим образом:

$$\pi_т^* = (p_г^*/p_т^*) = \pi^*_{ст\,I}\,\pi^*_{ст\,II}\ldots\pi^*_{ст\,z}, \qquad (5.01)$$

где $\pi^*_{ст\,I}$, $\pi^*_{ст\,II}$, ... - степени понижения давления в отдельных ступенях .

Работа на валу турбины равна сумме работ ступеней (рисунок 4.43):

$$L^*_т = i^*_г - i^*_т = L^*_{ст\,I} + L^*_{ст\,II} + \ldots + L^*_{ст\,z}, \qquad (4.$$

где $L^*_{ст\,I}$, $L^*_{ст\,II}$, ... - работа на валу отдельных ступеней (от первой до последней).

$$L_т^* = \eta^*_т \frac{k}{k-1} RT_г^* \left[1 - \left(\frac{p_т^*}{p_г^*}\right)^{(k-1)/k}\right], \qquad (4.12)$$

где $\eta_т^*$ - эффективный к.п.д. турбины, определяемый отношением $L^*_т/H^*$.

Располагаемый теплоперепад в турбине:

$$H_0 = i_г^* - i_т \qquad (4.13)$$

Газ, покидает рабочие лопатки турбины со скоростью $c_т$, кинетическая энергия газа может быть полезно использована в реактивном сопле двигателя. Поэтому располагаемым теплоперепадом можно считать также:

$$H_0^* = i_г^* - i_т^* \qquad (4.14)$$

Располагаемый теплоперепад в целом в турбине не равен сумме располагаемых теплоперепадов в её ступенях. Вследствие того, что температура (соответственно и энтальпия) газа на входе в каждую последующую ступень в реальном процессе выше, чем в идеальном (рисунок 4.44), располагаемый теплоперепад в них соответственно повышается. $H^*_{ст\,II} = i^*_{2\,I} - i^*_{2\,IIs'}$; так как $i^*_{2\,I} > i^*_{2\,Is}$, то $(i^*_{2\,I} - i^*_{2\,IIs'}) > (i^*_{2\,Is} - i^*_{2\,IIs})$. Откуда:

$$\sum_{i=1}^{z} H^*_{ст\,i} > H^* \qquad (4.14)$$

Разность $(\sum_{i=1}^{z} H^*_{\text{ст}\,i} - H^*)$ - возвращенное тепло Q. Тогда:

$$\sum_{i=1}^{z} H^*_{\text{ст}\,i} = H^* + Q \tag{4.15}$$

или в более удобной форме:

$$\sum_{i=1}^{z} H^*_{\text{ст}\,i} = H^*(1+\alpha), \tag{4.16}$$

где $\alpha = Q/H^*$ - коэффициент возврата тепла. Для турбин современных ГТД α составляет 2...4% и зависит от $z_т$ и $\pi_т^*$.

Связь КПД многоступенчатой турбины с КПД ступеней найдем с помощью коэффициента возврата тепла α. В расчётах многоступенчатых турбин наиболее часто используется эффективный (мощностной) $\eta_т^*$, который определяется отношением $L^*_т/H^*$:

$$\eta_т^* H^* = \sum_{i=1}^{z} H^*_{\text{ст}\,i}\eta^*_{\text{ст}\,i},$$

$$\eta_т^* = \frac{\sum_{i=1}^{z} H^*_{\text{ст}\,i}\eta^*_{\text{ст}\,i}}{H^*} \tag{4.17}$$

Если предположить, что $\eta^*_{\text{ст}\,i} = \eta_0^*$, то получим:

$$\eta_т^* = \eta_0^* \frac{\sum H^*_{\text{ст}\,i}}{H^*} \tag{4.18}$$

или, согласно (4.16):

$$\eta_т^* = \eta_0^* (1+\alpha) \tag{4.19}$$

Следовательно, $\eta_т^*$ из-за наличия возврата тепла примерно в $(1+\alpha)$ раз выше среднего значения КПД ступеней и зависит от величин $\pi^*_т$, $z_т$ и η^*_0. Примерный вид зависимости $\eta_т^* = f(\eta^*_{ст}, \pi^*_т, z_т)$ приведен на рисунке 4.45. С ростом $z_т$ и $\pi^*_т$ увеличивается коэффициент возврата тепла α, а, следовательно, и $\eta_т^*$ по сравнению с $\eta^*_{ст}$.

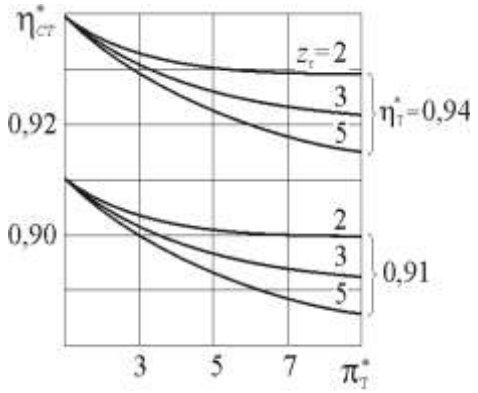


Рисунок 4.45 - Зависимость η*ст ср от η*т, π*т и zт

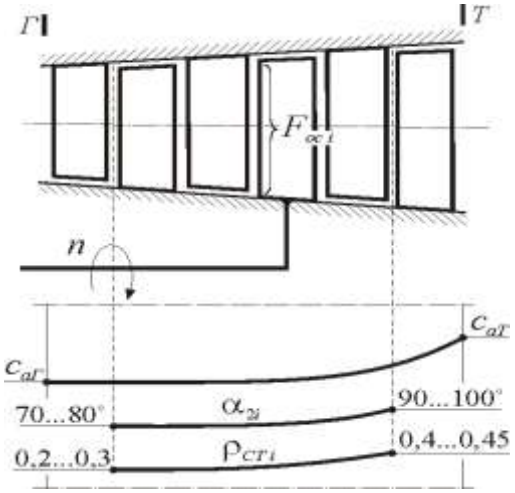


Рисунок 4.46 - Типичное изменение параметров газа в проточной части турбины

Среднее для турбины значение **параметра нагрузки** Y (Y^*), определяется:

$$Y = \sqrt{\sum u_i^2 / c_{s\,т}} \tag{4.20}$$

где u_i - окружная скорость на среднем диаметре каждой из ступеней;

$c_{s\,т}$ определяется величиной $\pi_т$.

Чаще используется параметр Y^*:

$$Y^* = \sqrt{\sum u_i^2 / c^*_{s\,т}} \tag{4.21}$$

где $c^*_{s\,т}$ определяется величиной $\pi^*_т$.

Если предположить, что $u_i = idem$, то выражение (4.21) приводится к виду

$$Y^* = \frac{u_{ср}}{c^*_{s\,т}} \sqrt{z_т} \tag{4.22}$$

откуда легко найти $z_т$:

$$z_т = \left(\frac{Y^*}{u_{ср} / c^*_{s\,т}} \right)^2 \tag{4.23}$$

Y* иногда называют коэффициентом Парсонса, численное значение его зависит от типа двигателя. Например, для ТВД и ТРДД Y* = 0,55...0,60, для ТРД - 0,52...0,54.

4.10.2 Изменение основных параметров и теплоперепада по ступеням многоступенчатой турбины

Согласно уравнению неразрывности, в любом сечении турбины $G_{г\,i} = \rho_i \cdot F_{oc\,i} \cdot c_{a\,i}$. Поскольку плотность ρ_i в процессе расширения уменьшается, её изменение необходимо компенсировать увеличением $c_{a\,i}$. Поэтому $c_{a\,т} > c_{a\,г}$.

Однако увеличение $c_{a\,i}$ ограничено условием $\lambda_{c\,a\,i} < 0{,}75\ldots0{,}8$, поэтому на практике снижение ρ_i компенсируется одновременным ростом $c_{a\,i}$ и $F_{oc\,i}$.

Для достижения минимально возможного числа $z_т$ (при заданной L_T^*) целесообразно иметь достаточно большую закрутку $c_{2\,u}$, в этом случае достигается высокий уровень $L_{ст} = u(c_{1u} + c_{2u})$. Однако на последней ступени турбины нецелесообразно поддерживать высокие значения c_{2u} по причине значительной в этом случае выходной скорости c_2, а значит, и коэффициента потерь энергии $\xi_{вых}$. $c_{2u\,i}$ определяется углом $\alpha_{2\,i}$. На первых ступенях $\alpha_{2\,i}$ принимают равным 70...80°, на последних - 90...100° (в зависимости от типа двигателя).

В многоступенчатых турбинах на первых ступенях $\rho_{ст\,i}$ = 0,2...0,3, на последних - 0,4...0,45. Это объясняется применением в ступенях турбины закона закрутки α =const. При этом на втулке относительно длинных лопаток могут появиться отрицательные $\rho_{вт}$. Во избежание этого явления и увеличивают на последних ступенях уровень $\rho_{ст\,i}$.

Распределение теплоперепада между ступенями связано с формой меридионального профиля ПЧ, и с выбором оптимального значения $y^*_{ст\,i}$.

Для получения высокого КПД необходимо, чтобы $y^*_{ст\,i} = y^*_{op}t$ = const. Величина окружной скорости в проточной части подчиняется условию:

$$u_i = const1\ D_i\ n_i \qquad (4.24)$$

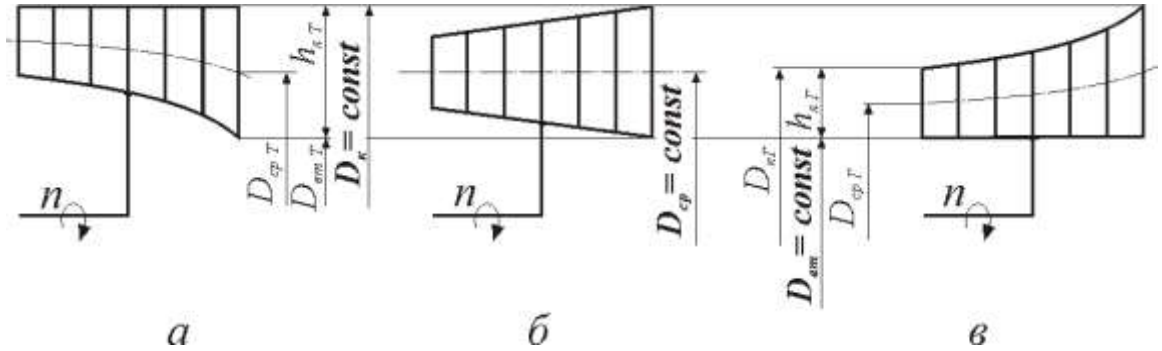


Рисунок 4.47 - Возможные формы проточной части турбин:

а - $D_к$ = *const*; *б* - $D_{ср}$ = *const*; *в* – $D_{вт}$ = *const*

Для $y^*_{ст\ i}$ = const необходимо, чтобы $c_{s\ ст\ i}$ изменялась следующим образом:

$$c_{s\ ст\ i} = const2\ D_i\ n_i$$

$H_o\ L^*_{ст\ i}$ эквивалентна $c_{2s\ ст}$ /2, поэтому

$$L^*_{ст\ i} = const3\ D_{i2}\ n_{i2} \qquad (4.25)$$

Из (4.25) видно, что распределение величины $L^*_{ст\ i}$, зависит от формы проточной части турбины и частоты вращения n. На рисунке 4.47 приведены возможные формы проточной части турбин современных ГТД.

$D_к$ = const позволяет сработать наибольшие значения $H^*_{ст\ i}$ на первой ступени. При этом на первой ступени реализуется и наибольшее снижение температуры ΔT^*. Поэтому данная схема наиболее целесообразна в высокотемпературных турбинах, поскольку последующие ступени (кроме первой) можно выполнять неохлаждаемыми.

При $D_{ср}$ = const, теплоперепад (4.25) целесообразно распределять по ступеням равномерно. На расчётном режиме сохраняется высокий уровень $\eta_т^*$.

При $D_{вт}$ = const, теплоперепад следует увеличивать от первых к последним ступеням. Такие формы проточной части наиболее целесообразны для ТНД ТРДД. Дело в том, что на нерасчётных режимах перераспределение $H^*_{ст\ i}$ происходит только на последних ступенях. В результате $H^*_{ст\ i}$ в проточной части относительно выравниваются, и $\eta_т^*$ остается достаточно высоким.

4.11 Характеристика ступени турбины

Характеристикой ступени турбины называется зависимость параметров характеризующих работу турбину (обычно ими являются КПД турбины $\eta_{\text{т}}^{*}$ и пропускная способность $\text{A} = \frac{G\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}{\text{p}_{\text{г}}^{*}}$) от параметров характеризующих ее режим работы (степенью расширения газа в турбине $\pi_{\text{т}}$, частотой вращения n, либо комплексами связанными с ней ($\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$ или $\frac{u}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$), параметр нагруженности $Y_{\text{т}} = \frac{u}{c_s}$)

Наиболее распространенными являются характеристики турбины в виде зависимостей: $\text{A} = \frac{G\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}{\text{p}_{\text{г}}^{*}}$ и $\eta_{\text{т}}^{*}$ от $\pi_{\text{т}}^{*}$ при постоянных значениях $\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$ (рисунок 4.48).

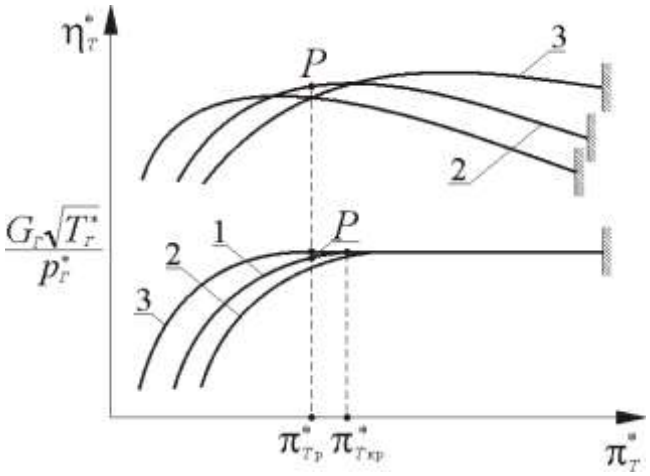


Рисунок 4.48 - Расходная и КПД - характеристики газовой турбины:1 - при расчетном значении $\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$; 2 - при $(\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}) > (\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}})_{\text{р}}$; 3 - при $(\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}) < (\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}})_{\text{р}}$

Рассмотрим влияние $\pi_{\text{т}}^{*}$ на пропускную способность $\frac{G\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}{\text{p}_{\text{г}}^{*}}$ сначала при расчетном значении $\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$ (см. кривую *1* на рисунке 4.48). Увеличение $\pi_{\text{т}}^{*}$ вызывает возрастание $\lambda_{\text{ar}i}$ в горле лопаточных венцов. Это обусловливает увеличение пропускной способности турбины $\frac{G\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}{\text{p}_{\text{г}}^{*}}$. Такое увеличение будет происходить пока степень понижения давления в СА первой ступени («запирания» СА) или приведенная скорость $\lambda_{\text{ar}i}$ в межлопаточном канале РК(«запирание» РК) не достигнет предельного значения.

Отклонение параметра $\frac{n}{\sqrt{\text{T}_{\text{г}}^{*}}}$ от расчетного значения в области $\pi_{\text{т}}^{*} > \pi_{\text{ткр}}^{*}$ не приводит к изменению параметра расхода. При работе же в области $\pi_{\text{т}}^{*} < \pi_{\text{ткр}}^{*}$

увеличение $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}$ означает увеличение параметра нагруженности $Y_\mathrm{т} = \frac{u}{c_s}$ и, следовательно, углов β_{1i} (см. разд. 2.4.3). При неизменном значении углов β_{2i} последнее обстоятельство первоначально вызывает увеличение степени конфузорности межлопаточных каналов ($\mathrm{K} = {sin\beta_1}/{sin\beta_2}$), т.е. возрастание степени реактивности $\rho_{\mathrm{ст}i}$. Возрастание $\rho_{\mathrm{ст}i}$ вызывает возрастание p_{1i}, в результате снижается величина $\pi_{\mathrm{CA}} = {\mathrm{p}_\mathrm{г}^*}/{\mathrm{p}_1}$ и уменьшается пропускная способность $\frac{G\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}{\mathrm{p}_\mathrm{г}^*}$. При уменьшении $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}$ по сравнению с $(\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}})_\mathrm{р}$ наблюдается обратная картина.

Характер изменения зависимости $\eta_\mathrm{т}^* = f(\pi_\mathrm{т}^*)$ при постоянном значении $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}$ легко объясняется закономерностями изменения кривой $\eta_\mathrm{т}^* = f(Y_\mathrm{т})$, (раздел 2.4.3). Так, увеличение $\pi_\mathrm{т}^*$ по сравнению с расчетным значением при постоянной величине $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}$ вызывает уменьшение параметра нагруженности $Y_\mathrm{т} = \frac{u}{c_s}$. При этом углы β_{1i} уменьшаются, а положительные углы атаки увеличиваются, что приводит к монотонному снижению $\eta_\mathrm{т}^*$.

При уменьшении $\pi_\mathrm{т}^*$ по сравнению с $\pi_\mathrm{тр}^*$ величина $Y_\mathrm{т} = \frac{u}{c_s}$ несколько возрастает. Турбина проектируется на оптимальный режим, поэтому начинают увеличиваться отрицательные углы атаки, что также обусловливает снижение $\eta_\mathrm{т}^*$ (см. рисунок 4.48).

Если же происходит изменение параметра $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}}$, то при условии сохранения расчетного обтекания венцов ($Y_\mathrm{т} = const$) следует переводить режим работы турбины на большие $\pi_\mathrm{т}^*$, что вызвано необходимостью увеличения c_s. Поэтому при $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}} > (\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}})_\mathrm{р}$ характеристика $\eta_\mathrm{т}^* = f(\pi_\mathrm{т}^*)$ сдвигается вправо (кривая *2* на рисунке 4.48) и в противоположном направлении (кривая *3*), если $\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}} < (\frac{n}{\sqrt{\mathrm{T}_\mathrm{г}^*}})_\mathrm{р}$.

ГЛОССАРИЙ

Буква	Термин	Определение	Обозначение в формулах	Размерность	Формула
А	*Агрегат наддува ДВС*	агрегат, предназначенный для повышения плотности рабочего тела на входе в ДВС			
Б	*Блиск (blisk)*	технология изготовления рабочих колес, лопатки которых являются единым целым с диском			
В	*Венец*	совокупность лопаток, установленных на ободе диска или кольцевом корпусе			
	Входной направляющий аппарат	лопаточный венец, устанавливаемый перед РК компрессора и служащий для создания предварительной закрутки потока на входе в него			
Г	*Газовая постоянная*	работа одного моля идеального газа в изобарном процессе при увеличении температуры на один Кельвин	R	Дж/кг·К	$R = c_p - c_v$; $R = \frac{8314{,}3}{\mu}$
	Горло решетки	минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями	$a_г$	м	
Д	*Диффузор турбины выходной*	канал расширяющейся формы, устанавливаемый на выходе из РК турбины и предназначенный для снижения давления на выходе из турбины. Позволяет увеличить работу турбины			
	Диффузор лопаточный	неподвижный лопаточный венец с расширяющимися межлопаточными каналами. Синоним слова направляющий аппарат			
	Диффузор щелевой	радиальная или наклонная щель, в которой поток движется от центра к периферии. При этом происходит его торможение и рост давления			
З	*Замок лопатки*	часть лопатки, предназначенная для крепления и фиксации пера в диске ротора или статоре			
К	*Канал диффузорный*	канал расширяющейся формы			

	Канал конфузорный	канал сужающейся формы			
	Компрессор	устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления $\pi_к^* = p_в^*/p_к^*$ за счет подвода механической энергии $L_к$ к потоку рабочего тела.			
	Корытце	вогнутая часть профиля лопатки			
	Кромка лопатки входная	кромка лопатки, расположенная первой по потоку			
	Кромка лопатки выходная	кромка лопатки, расположенная последней по потоку			
	Коэффициент восстановления полного давления	параметр характеризующий гидравлическое совершенство каналов, в которых не осуществляется подвод работы, равен отношению полного давления на входе к полному давлению на выходе	σ		$\sigma = \frac{p_1^*}{p_0^*}$
	Коэффициент потерь турбинных решеток	отношение потерь энергии к идеальной работе расширения	ζ		$\zeta = \frac{L_r}{L_s}$
	Коэффициент расхода	отношение реального расхода воздуха к идеальному	μ		$\mu = \frac{G}{G_s}$
	Коэффициент скорости	отношение реальной скорости потока к скорости в идеальном (изоэентрписческом) процессе	*φ (для СА)* *ψ (для РК)*		$\varphi = \frac{c}{c_s}$ $\psi = \frac{w}{w_s}$
	КПД компрессора	КПД компрессора это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа идеального компрессора L_{ks}, в котором отсутствуют потери и сжатие происходит изоэнтропически. Затраченная работа – работа, подведенная к компрессору от источника мощности – $L_к$			
	КПД турбины (мощностной)	Мощностной КПД турбины это отношение полезной работы к располагаемой. Полезной работой турбины является механическая работа переданная потребителю. Располагаемая работа это изоэнтропическая работа расширения от давления p_0^* до давления p_2 при начальной температуре T_0^*.			
Л	*Лопатка*	Специально спрофилированный элемент лопаточной			

		машины, посредством которого осуществляется энергетическое взаимодействие в турбомашине			
	Лопаточная машина	устройство, в проточной части которого осуществляется подвод или отбор энергии от потока жидкости или газа за счет аэродинамического воздействия со специально спрофилированными элементами, называемыми лопатками.			
М	*Максимальная толщина профиля*	максимальный диаметр окружности, вписанной в профиль	C_m	м	-
	Машины исполнители	лопаточные машины, в которых энергия подводится от лопаток к потоку рабочего тела			
	Машины двигатели	лопаточные машины, в которых энергия отбирается лопатками от потока рабочего тела			
	Массовый расход	масса тела, проходящая через рассматриваемое сечение в единицу времени	G	кг/сек	$\boldsymbol{G = \frac{mFp^*}{\sqrt{T^*}}} q(\lambda)$ $\boldsymbol{G = \rho c_a F}$
	Мощность	работа, совершаемая в единицу времени	N	Вт	$\boldsymbol{N = L_{\text{ст}} G}$
Н	*Направляющий аппарат*	неподвижный направляющий аппарат в компрессоре			
П	*Перо лопатки*	специально спрофилированная поверхность лопатки, с помощью которой осуществляется энергетическое взаимодействие в турбомашине			
Р	*Рабочее колесо*	вращающийся лопаточный венец			
	Ротор	совокупность всех подвижных элементов лопаточной машины			
С	*Сечение втулочное*				
	Сечение среднее	радиальное сечение лопатки, находящееся равноудалено от втулочного и периферийного сечений			
	Сечение периферийное	радиальное сечение лопатки, максимально удаленное от оси вращения			
	Скорость относительная	скорость в системе координат, связанной с вращающимся ротором	w	м/с	
	Скорость приведенная	отношение скорости газа к критической скорости	λ	-	$\boldsymbol{\lambda = \frac{c}{c_{\text{кр}}}}$; $\boldsymbol{\lambda = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}}$
	Спинка	выпуклая часть профиля лопатки			
	Сопловой аппарат	неподвижный лопаточный венец в турбине			
	Статор	совокупность всех неподвижных элементов лопаточной			

		машины			
	Степень сжатия, степень повышения давления	величина, показывающая во сколько раз давление увеличивается в компрессоре	$\pi_к^*$		$\boldsymbol{\pi}_к^* = \frac{p_к^*}{p_в^*}$
	Степень расширения газа, степень понижения давления	величина, показывающая во сколько раз давление уменьшается в турбине	$\pi_т^*$		$\boldsymbol{\pi}_т^* = \frac{p_г^*}{p_т^*}$
	Степень реактивности ступени компрессора	параметр, характеризующий распределение работ сжатия между рабочим колесом и направляющим аппаратом	$\rho_{ст}$		$\rho_{ст} = \frac{L_{PKS}}{L_{CTS}}$
	Степень реактивности ступени турбины	параметр, характеризующий распределение работ расширения между рабочим колесом и сопловым аппаратом			
	Ступень осевого компрессора	совокупность подвижного рабочего колеса и неподвижного направляющего аппарата			
	Ступень осевой турбины	совокупность неподвижного соплового аппарата и подвижного рабочего колеса			
Т	*Теплоемкость*	количества тепла полученное телом при нагревании его на 1 градус. В теории лопаточных машин обычно применяется теплоемкость изобарного процесса	c_p	Дж/кг·К	$c_р = \frac{\boldsymbol{kR}}{\boldsymbol{k+1}}$
	Турбина	лопаточная машина, в которой происходит непрерывный отбор энергии от сжатого и нагретого газа, а также преобразование ее в механическую энергию вращения ротора			
	Турбомашина	устройство, в проточной части которого осуществляется подвод или отбор энергии от потока жидкости или газа за счет аэродинамического воздействия со специально спрофилированными элементами, называемыми лопатками. Синоним термина лопаточная машина.			
	Турбомашина диагональная	тип турбомашин, средняя линия проточной части в меридиональной плоскости которых направлена под углом к оси, не превышающим *90°*			
	Турбомашина осевая	турбомашина, в которой направление движения рабочего тела совпадает с направлением оси вращения РК или близко к нему			
	Турбомашина осецентробежная	многоступенчатая турбомашина (обычно компрессор) состоящая из осевых и центробежных ступеней			
	Турбомашина радиальная	турбомашина, в которой направление движения рабочего тела в меридиональной плоскости осуществляется в радиальном направлении. К радиальным относятся центробежные и центростремительные лопаточные машины			
	Турбомашина центробежная	турбомашина, движение рабочего тела в которой в			

		меридиональной плоскости осуществляется от центра к периферии в направлении близком к перпендикулярному оси вращения ротора			
	Турбомашина центростремительная	турбомашина, движение рабочего тела в меридиональной плоскости которой осуществляется от периферии к центру в направлении близком к перпендикулярному оси вращения ротора			
У	*Угол атаки*	разность между лопаточным и действительным углом набегания потока на входной кромке	i	град	$\boldsymbol{i}_{\text{РК}} = \beta_{1л} - \beta_1$ $\boldsymbol{i}_{\text{СА}} = \alpha_{0л} - \alpha_0$
	Угол изгиба профиля	угол между касательными к средней линии, проведенными в точках пересечения ее с контуром профиля	$\boldsymbol{\theta}_{\text{РК}}$ $\boldsymbol{\theta}_{\text{СА}}$	град	(для турбины) $\boldsymbol{\theta}_{\text{РК}} = \boldsymbol{180 - (\beta_1 + \beta_2)}$; $\boldsymbol{\theta}_{\text{СА}} = \boldsymbol{180 - (\alpha_0 + \alpha_1)}$;
	Угол потока в абсолютном движении	угол между векторами окружной и абсолютной скоростей (величина угла отмеряется от фронта решетки)	α	град	
	Угол потока в относительном движении	угол между векторами окружной и относительной скоростей (величина угла отмеряется от фронта решетки)	β	град	
	Угол отставания потока	разность между эффективным и действительным углом выхода потока	$\delta\alpha$ $\delta\beta$	град	$\delta\,\alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_{1эф}$ $\delta\,\beta_2 = \beta_2 - \beta_{2эф}$
	Угол установки профиля	угол между хордой профиля и фронтом решётки	γ	град	
	Удельный расход топлива	количество топлива расходуемое двигателем в течении одного часа для создания тяги в один Ньютон	$C_{уд}$	кг/Н·час	$\text{С}_{\text{уд}} = \frac{\boldsymbol{3600G_{\text{т}}}}{\boldsymbol{P}}$
	Улитка компрессора	специально спрофилированный спиральный сборник, в котором происходит торможение потока и сбор его для подачи в единый коллектор (трубопровод)			
	Улитка турбины	специально спрофилированный спиральный канал, предназначенный для равномерного подвода рабочего тела из подводящего коллектора по окружности к сопловому аппарату или рабочему колесу турбины			
	Угловая скорость вращения	величина, характеризующая скорость вращения и равная углу поворота в единицу времени	ω	рад/сек	
Х	*Характеристика компрессора*	Зависимость параметров, характеризующих работу компрессора, от параметров, характеризующих режим его работы. Работа компрессора чаще всего характеризуется двумя параметрами: степенью сжатия $\pi_{\text{к}}^*$ и КПД $\eta_{\text{к}}$. Режим работы компрессора определяется частотой вращения РК n и			

		расходом воздуха $G_в$, либо комплексами, связанными с ними ($q(\lambda_в), \lambda_в$, $G_в p^* / \sqrt{T^*}$ и т.п.).			
	Характеристика турбины	Характеристикой ступени турбины называется зависимость параметров, характеризующих работу турбину (обычно ими являются КПД турбины $\eta_т^*$ и пропускная способность $A = \frac{G\sqrt{T_г^*}}{p_г^*}$) от параметров, характеризующих ее режим работы. Режим работы турбины может описываться разыми параметрами: степенью расширения газа в турбине $\pi_т = p_г^* / p_т$, частотой вращения *n*, либо комплексами, связанными с ней ($\frac{n}{\sqrt{T_г^*}}$ или $\frac{u}{\sqrt{T_г^*}}$), параметр нагруженности $Y_т = \frac{u}{c_{ST}}$ и др.			
	Характерные сечения турбомашины	*0* – вход в неподвижный лопаточный венец, находящийся перед РК (СА турбины или ВНА компрессора); *1* – вход в рабочий (подвижный) венец; *2* – выход из рабочего венца, вход в следующий неподвижный венец (НА или СА); *3* – выход из направляющего аппарата.			
	Хорда профиля	отрезок, соединяющая точки пересечения средней линии профиля с его контуром.	*b*	м	
Ч	*Число Маха*	отношение скорости газа к местной скорости звука	*M*	-	$\boldsymbol{M = \frac{c}{\sqrt{kRT}}}$
	Число Цвайфеля	параметр характеризующий нагрузку на профиль и равный отношению удельной окружной силы, действующей на лопатку, к идеальной окружной силе	$\boldsymbol{C_{L}}$СА $\boldsymbol{C_{L}}$РК	-	$\boldsymbol{C_{L}}$СА $= \boldsymbol{\frac{2t}{S_{CA}} sin^2\alpha_1} \times$ $\times (\boldsymbol{ctg\alpha_1 + ctg\alpha_0})$; $\boldsymbol{C_{L}}$РК $= \boldsymbol{\frac{2t}{S_{РК}} sin^2\beta_2} \times$ $\times (\boldsymbol{ctg\beta_2 + ctg\beta_1})$
Ш	*Шаг решетки линейный*	расстояние между одноименными точками двух соседних профилей	*t*	м	$\boldsymbol{t = \frac{\pi D}{z}}$
	Шаг решетки угловой	угловое расстояние между одноименными точками двух соседних профилей	*φ*	град	$\varphi = \boldsymbol{\frac{360}{z}}$
Щ	*Щелевой канал турбины*	радиальная или наклонная щель, в которой поток движется от			

		периферии к центру лопаточной машины. При этом происходит его ускорение и снижение давления			
Э	*Энтальпия*	сумма внутренней энергии и работы, которую необходимо затратить, чтобы внести тело объемом V в среду с давлением p и находящуюся с телом в равновесном состоянии	i	Дж/кг	$i = U + pv == c_p T$